

UNIVERSIDAD CARLOS III

Proyecto Fin de Carrera



**Estudio detallado de las cargas térmicas y
dimensionado de la instalación de ACS de
polideportivo situado en la provincia de Toledo**

Autor: Álvaro Pérez Vicente

Tutor: Néstor García Hernando



INDICE

1. Resumen y objetivos
2. Descripción del estado del arte
 - 2.1 Introducción: Conceptos fundamentales
 - 2.1.1 Energía solar
 - 2.1.2 Subsistemas de una instalación solar
 - 2.2 Estado del sector de la climatización
 - 2.2.1 Procedimiento para el cálculo de cargas térmicas
 - 2.3 Estado energético nacional
 - 2.4 Estado de los sistemas de captación a nivel mundial
3. Diseño y especificaciones del sistema
 - 3.1 Descripción del emplazamiento
 - 3.2 Zona climática
 - 3.3 Temperatura y humedad exterior
 - 3.4 Condiciones climáticas a mantener en el interior del recinto
 - 3.5 Radiación solar exterior
 - 3.6 Temperatura de red
4. Cálculos
 - 4.1 Estudio de las cargas térmicas perdidas a lo largo de un año
 - 4.1.1 Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor
 - 4.1.2 Cargas térmicas de climatización
 - 4.1.3 Resultados análisis cargas térmicas
 - 4.1.4 Dimensionado de los sistemas de calefacción y refrigeración
 - 4.1.4.1 Equipos de climatización
 - 4.1.4.1.1 Unidad de Tratamiento de Aire
 - 4.1.4.1.2 Fan Coils
 - 4.1.4.2 Equipos de circulación de aire
 - 4.1.4.2.1 Rejillas de impulsión
 - 4.1.4.2.2 Ventiladores axiales de extracción
 - 4.1.4.2.3 Red de tuberías
 - 4.2 Estudio sobre la demanda de Agua Caliente Sanitaria
 - 4.2.1 Dimensionado del circuito solar
 - 4.2.1.1 Consumo de ACS demandado



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

- 4.2.1.2 Selección del fluido transportante
 - 4.2.1.3 Área de colectores necesaria y fracción solar sin pérdidas por el viento
 - 4.2.1.3.1 Cálculo de la fracción solar en cada mes del año
 - 4.2.1.4 Fracción solar considerando las pérdidas por el viento
 - 4.2.1.4.1 Cálculo de pérdidas en colectores
 - 4.2.1.4.2 Cálculo de pérdidas en tuberías
 - 4.2.1.4.3 Cálculo de la fracción solar de media en el año
 - 4.2.1.4.4 Cálculo de la fracción solar en cada mes de año
 - 4.2.1.5 Comparativa de la fracción solar mes a mes con pérdidas y sin pérdidas por efecto del viento
 - 4.2.1.6 Selección del intercambiador de calor
 - 4.2.1.7 Selección de la bomba de circulación
 - 4.2.1.8 Selección del vaso de expansión
 - 4.2.1.9 Cálculo de red de conductos
- 4.2.2 Dimensionado del circuito auxiliar
 - 4.2.2.1 Selección del acumulador solar
 - 4.2.2.2 Selección de la bomba de circulación
- 4.2.3 Dimensionado del circuito de apoyo
 - 4.2.3.1 Selección del tanque de acumulación
 - 4.2.3.2 Selección de la caldera de apoyo
- 5. Estudio económico
 - 5.1 Sistema de climatización
 - 5.2 Sistema de Agua Caliente Sanitaria
- 6. Conclusiones
 - 6.1 Sistema de climatización
 - 6.2 Sistema de Agua Caliente Sanitaria
- 7. Bibliografía y documentación
- 8. Anexos

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Estructura interna del sol [Ref. 4].....	página 10
Figura 2. Esquema de la órbita elíptica terrestre respecto al Sol [Ref. 5].....	página 11
Figura 3. Ángulo de declinación. Gráfico de su variación a lo largo del año. [Ref. 6].....	página 12
Figura 4. Variación del valor de la radiación extraterrestre a lo largo del año. [Ref. 7]...	página 13
Figura 5. Comparación entre la radiación emitida por el sol y la de un cuerpo negro perfecto a 5777K. [Ref 8].....	página 14
Figura 6. Efectos atmosféricos sobre la radiación. [Ref. 9].....	página 15
Figura 7. Esquema de una instalación solar. [Ref. 10].....	página 16
Figura 8. Captadores solares sin cubierta. [Ref. 11].....	página 17
Figura 9. Captadores solares planos. [Ref. 12].....	página 17
Figura 10. Captador solar de tubos de vacío. [Ref. 13].....	página 18
Figura 11. Partes de un colector solar plano. [Ref. 14].....	página 19
Figura 12. Tanque de almacenamiento con serpentín. [Ref. 7].....	página 21
Figura 13. Esquema de un intercambiador de tipo carcasa y tubos. [Ref. 15].....	página 22
Figura 14. Esquema de un intercambiador de placas. [Ref. 16].....	página 22
Figura 15. Tubería de cobre con aislamiento. [Ref. 17].....	página 23
Figura 16. Bomba centrífuga. [Ref. 18].....	página 23
Figura 17. Vaso de expansión cerrado [Ref. 7].....	página 24
Figura 18. Válvula de esfera para aislamiento, llenado o vaciado. [Ref. 19].....	página 24
Figura 19. Caldera de gas. [Ref. 20].....	página 25
Figura 20. Centralita de control y regulación. [Ref. 21].....	página 25
Figura 21. Esquema de una unidad de tratamiento de aire. [Ref. 22].....	página 30
Figura 22. Desglose de la demanda energética recogidas en los dos últimos años. [Ref. 24].....	página 38
Figura 23. Evolución con los años del grado autoabastecimiento nacional. [Ref. 25].....	página 39
Figura 24. Consumo de energía primaria en España en Miles de toneladas equivalentes de petróleo (ktep). [Ref. 26].....	página 40
Figura 25. Evolución de la producción eléctrica en España. [Ref. 27].....	página 41
Figura 26. Informe de la Red eléctrica de España sobre la producción de las centrales más importantes de país. [Ref. 28].....	página 41



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

Figura 27. Evolución de la potencia solar instalada en el país. [Ref. 29].....	página 42
Figura 28. Potencia térmica solar en operación a nivel mundial en el año 2009 (captadores planos y de vacío). [Ref. 30].....	página 43
Figura 29. Potencia térmica solar en operación a nivel nacional en el año 2009 (captadores planos y de vacío). [Ref. 30].....	página 44
Figura 30. Cuadro de resumen de los diferentes captadores. [Ref. 30].....	página 45
Figura 31. Capacidad mundial instalada por tipo de colector. [Ref. 30].....	página 45
Figura 32. Vista de la planta baja. [Ref. 31].....	página 46
Figura 33. Vista de la planta 2. [Ref. 31].....	página 47
Figura 34. Vista de la cubierta. [Ref. 31].....	página 48
Figura 35. Vistas de los diferentes alzados del polideportivo. [Ref. 31].....	página 49
Figura 36. Vistas detalladas de los diferentes alzados y perfiles. [Ref. 31].....	página 50
Figura 37. Datos correspondientes a la zona climática C4 (Toledo) según CTE. [Ref. 34]...	página 51
Figura 38. Datos de temperatura registrados en todo el año.....	página 52
Figura 39. Datos de la humedad relativa registradas en todo el año.....	página 53
Figura 40. Composición asociada a la cubierta que cubre toda la pista del polideportivo. [Ref. 32].....	página 56
Figura 41. Composición de la cubierta que cubre la parte de arriba del distribuidor. [Ref. 32].....	página 57
Figura 42. Composición asociada al suelo que cubre la cancha. [Ref. 32].....	página 57
Figura 43. Composición asociada al suelo que cubre la cancha. [Ref. 32].....	página 57
Figura 44. Composición asociada a la fachada. [Ref. 32].....	página 58
Figura 45. Cargas térmicas por transmisiones que se pierden a través de la cubierta....	página 64
Figura 46. Cargas térmicas por transmisiones que se pierden a través del muro.....	página 65
Figura 47. Cargas térmicas por transmisiones que se pierden a través de ventanas.....	página 67
Figura 48. Cargas térmicas por transmisiones que se pierden a través de las puertas....	página 68
Figura 49. Cargas térmicas por ventilación de carácter sensible.....	página 69
Figura 50. Cargas térmicas por ventilación de carácter latente.....	página 71
Figura 51. Cargas térmicas por infiltración de carácter sensible a través de ventanas y puertas.....	página 73
Figura 52. Cargas térmicas por infiltración de carácter latente a través de ventanas y puertas.....	página 74
Figura 53. Cargas térmicas por radiación a través de ventanas.....	página 75



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

Figura 54. Cargas térmicas totales por transmisión.....	página 77
Figura 55. Cargas térmicas totales por intercambio de aire.....	página 78
Figura 56. Cargas térmicas totales.....	página 79
Figura 57. Unidad de tratamiento de aire seleccionada [Ref. 43].....	página 81
Figura 58. Fan Coil Unit modelo FCY-040 de CARRIER. [Ref. 44].....	página 82
Figura 59. Rejillas de entrada de aire de TROX [Ref. 45].....	página 83
Figura 60. Ventilador axial HC-25-4T/H [Ref. 46].....	página 84
Figura 61. Porcentaje de propilenglicol en función de la temperatura de congelación [Ref. 50].....	página 88
Figura 62. Contribución solar en cada mes del año.....	página 93
Figura 63. Esquema de resistencias térmicas en los colectores.....	página 95
Figura 64. Vista de las diferentes tuberías en el conexionado de los colectores.....	página 98
Figura 65. Esquema de resistencias térmicas en las tuberías exteriores.....	página 99
Figura 66. Contribución solar en cada mes del año considerando pérdidas por viento....	página 108
Figura 67. Gráfica comparando los valores de f en los dos casos calculados.....	página 109
Figura 68. Diagrama de Moody. [Ref. 62].....	página 114
Figura 69. Pérdidas por rozamiento por longitud de tuberías de Cobre. [Ref. 67].....	página 118



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Condiciones de temperatura y humedad que se deben mantener en el interior de una instalación según la normativa del RITE. [Ref. 33].....	página 32
Tabla 2. Área de las zonas localizadas en la primera planta.....	página 46
Tabla 3. Área de las zonas localizadas en la segunda planta.....	página 47
Tabla 4. Área de las zonas localizadas en la cubierta.....	página 48
Tabla 5. Área de las zonas localizadas en las vistas del alzado del polideportivo.....	página 49
Tabla 6. Condiciones climáticas deseadas en el interior del polideportivo. [Ref. 33].....	página 53
Tabla 7. Temperatura de red de la provincia de Toledo [Ref. 37].....	página 54
Tabla 8. Horas de sol de media al día por meses en la provincia de Toledo [Ref. 37].....	página 54
Tabla 9. Irradiación recogida en la provincia de Toledo.....	página 54
Tabla 10. Irradiación recogida en la provincia de Toledo [Ref. 37].....	página 54
Tabla 11. Radiación equivalente recogida en la provincia de Toledo.....	página 55
Tabla 12. Temperatura de red de la provincia de Toledo [Ref. 36].....	página 55
Tabla 13. Coeficientes de convección establecidos por el CTE [Ref. 38].....	página 56
Tabla 14. Conductividad térmica de los materiales de construcción. [Ref. 39].....	página 59
Tabla 15. Radiación de la provincia de Toledo en los meses de verano [Ref. 37].....	página 74
Tabla 16. Tabla de ratios de iluminación de cada sala [Ref. 32].....	página 76
Tabla 17. Características principales de la Fan Coil Unit seleccionada. [Ref. 44].....	página 82
Tabla 18. Número de inodoros presentes en la instalación [Ref. 31].....	página 84
Tabla 19. Características principales de los ventiladores de extracción de los aseos [Ref. 46].....	página 85
Tabla 20. Aislamientos mínimos establecidos por el RITE. [Ref. 33].....	página 86
Tabla 21. Datos característicos provincia de Toledo [Ref. 49].....	página 87
Tabla 22. Constantes para calcular las propiedades de una disolución con un determinado porcentaje de propilenglicol [Ref. 51].....	página 88
Tabla 23. Valores obtenidos por MATLAB en la primera aproximación.....	página 91
Tabla 24. Valores obtenidos por MATLAB en la segunda aproximación.....	página 92
Tabla 25. Datos de temperatura de red, temperatura exterior media, radiación equivalente y consumo de ACS en cada mes del año.....	página 92



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

Tabla 26. Datos de temperatura de red, temperatura exterior media, radiación equivalente y consumo de ACS en cada mes del año.....	página 93
Tabla 27. Propiedades físicas del propilenglicol a través de la tubería fría.....	página 100
Tabla 28. Propiedades físicas del propilenglicol a través de la tubería caliente.....	página 100
Tabla 29. Datos constantes en todos los meses del año a introducir en el sistema de ecuaciones.....	página 105
Tabla 30. Datos variantes en todos los meses del año a introducir en el sistema de ecuaciones.....	página 106
Tabla 31. Valores obtenidos por MATLAB de media anual considerando pérdidas por viento.....	página 106
Tabla 32. Datos de la velocidad del viento media registrada en cada mes [Ref. 54].....	página 106
Tabla 33. Pérdidas en colector y tuberías exteriores en cada mes del año.....	página 107
Tabla 34. Datos variantes en todos los meses del año a introducir en el sistema de ecuaciones.....	página 107
Tabla 35. Valores obtenidos por MATLAB de media anual considerando pérdidas por viento.....	página 108
Tabla 36. Constantes para obtener el factor de fricción en función del número de Reynolds. [Ref. 61].....	página 113
Tabla 37. Presupuesto sistema climatización.....	página 122
Tabla 38. Presupuesto circuito solar.....	página 123
Tabla 39. Presupuesto circuito auxiliar.....	página 123
Tabla 40. Presupuesto circuito de apoyo.....	página 124

1. RESUMEN Y OBJETIVOS

El propósito de este proyecto es hacer el dimensionado de los sistemas de calefacción y refrigeración (**primera parte** del proyecto); y el dimensionado del circuito de Agua Caliente Sanitaria (ACS) (**segunda parte**) en el entorno geográfico de la provincia de Toledo. En nuestro caso, se trata del dimensionado de una unidad de tratamiento de aire para los sistemas de calefacción y refrigeración; y el dimensionado de la instalación de paneles fotovoltaicos y el circuito solar para atender la demanda de ACS cumpliendo todos los criterios especificaciones del Código Técnico de la Edificación.

Además haremos una descripción de los distintos elementos que van a componer la instalación solar de ACS y los elementos del sistema de climatización. Al igual que una breve introducción a los conceptos teóricos predominantes en este proyecto como la energía solar, aparatos que se encuentran en un sistema de ACS, tipos de sistemas de climatización, y un análisis del estado del arte de los sectores energéticos y de climatización actuales.

Para la **primera parte** del proyecto (dimensionado de los sistemas de calefacción y refrigeración) comenzamos elaborando un estudio detallado de las cargas térmicas que se producen en los periodos de invierno (calefacción) y verano (refrigeración), y diseñamos el sistema de climatización en función de los picos que se alcanzan en invierno y verano.

Los datos de partida utilizados para este cálculo serán:

- Localización del polideportivo.
- Planos del polideportivo.
- Zona climática según el Código Técnico de la Edificación (CTE).
- Datos climatológicos sobre el ambiente exterior (temperatura y humedad) recogidos en Energy Plus Weather Data Spain.
- Datos climatológicos de confort (temperatura y humedad) a mantener en el interior del polideportivo según el Reglamento de Instalaciones Térmicas de Edificios (RITE).
- Características sobre el acondicionamiento de aire según el CTE.
- Características sobre salubridad y calidad del aire interior según el CTE.

Para la **segunda parte** del proyecto (cálculo y dimensionado de la instalación de paneles fotovoltaicos para ACS), comenzamos calculando cual será la demanda de ACS que necesitara nuestro polideportivo, y acorde con ese valor diseñamos el circuito solar necesario (área de colectores, diseño del intercambiador de calor, circuito auxiliar y circuito de apoyo), analizando el cumplimiento de la fracción solar mínima establecida por el Código Técnico de la Edificación, evaluando los casos en los que no se tiene en cuenta las pérdidas ocasionadas en los colectores y en las tuberías de la cubierta por el viento, y comparando estos resultados frente a los resultados considerando las pérdidas por viento.

Los datos de partida utilizados para este cálculo serán:

- Demanda de ACS.
- Datos de radiación exterior.
- Inclinación óptima de los colectores.



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

- Contribución solar mínima según el CTE.
- Temperatura de red según el CTE.
- Temperatura del ambiente exterior.
- Velocidad del viento

En el penúltimo apartado del proyecto se realizará un estudio económico así como un resumen detallado del presupuesto de los equipos contratados para el dimensionamiento de los sistemas de climatización y de Agua Caliente Sanitaria, en el que además se analizarán varias alternativas o modificaciones que permitirán disminuir los costes en cuanto a calefacción y refrigeración.

Finalmente para concluir el proyecto, en el último apartado se muestran las conclusiones finales y un resumen de los sistemas de climatización y Agua Caliente Sanitaria.

2. DESCRIPCIÓN DEL ESTADO DEL ARTE

2.1 Introducción: Conceptos fundamentales

2.1.1 Energía solar

Dado que nuestro proyecto también va a consistir en el dimensionando de una instalación de energía solar para el suministro de Agua Caliente Sanitaria, debemos explicar en grandes rasgos las principales características de este tipo de energía renovable.

Procedencia de la energía solar: El Sol

La energía solar fotovoltaica es una fuente de energía que produce electricidad de origen renovable, obtenida directamente a partir de la radiación solar mediante un dispositivo semiconductor denominado célula fotovoltaica, o bien mediante una deposición de metales sobre un sustrato denominada célula solar de película fina.

Podemos afirmar por lo tanto, que toda la energía aprovechable para el sistema, que es recibida en la tierra, tiene su origen en el Sol.

Como simplificación, puede considerarse al Sol como una gigantesca esfera de gases a elevada temperatura, de la que nos llega radiación a la tierra debido a la temperatura que tiene su capa más superficial, la Fotosfera. Según métodos de cálculo indirecto, se puede concluir que la temperatura de esa superficie está en torno a 6000K. [Ref. 3]

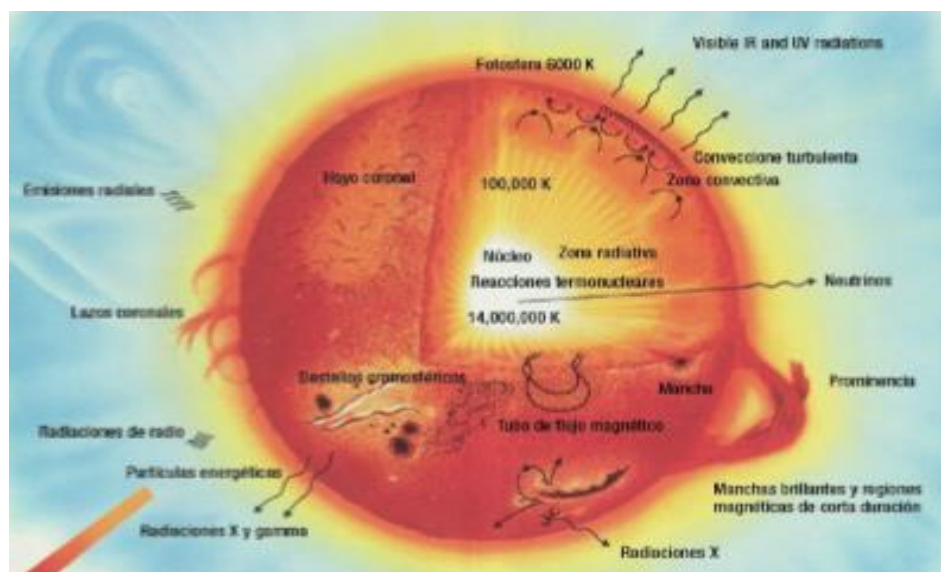


Figura 1. Estructura interna del sol [Ref. 4]

El Sol tiene un diámetro de $1.39 \cdot 10^9$ m [Ref. 3] y en su núcleo se producen reacciones de fusión de Hidrógeno en Helio, pudiéndose alcanzar temperaturas de 14 millones de K [Ref. 3], liberando gran cantidad de energía y emitiendo rayos γ y χ , que debido a los procesos de convección y radiación entre capas, se van desplazando a longitudes de onda mayores.

La tierra respecto al Sol realiza una órbita elíptica de baja excentricidad como la que puede verse en la siguiente figura:

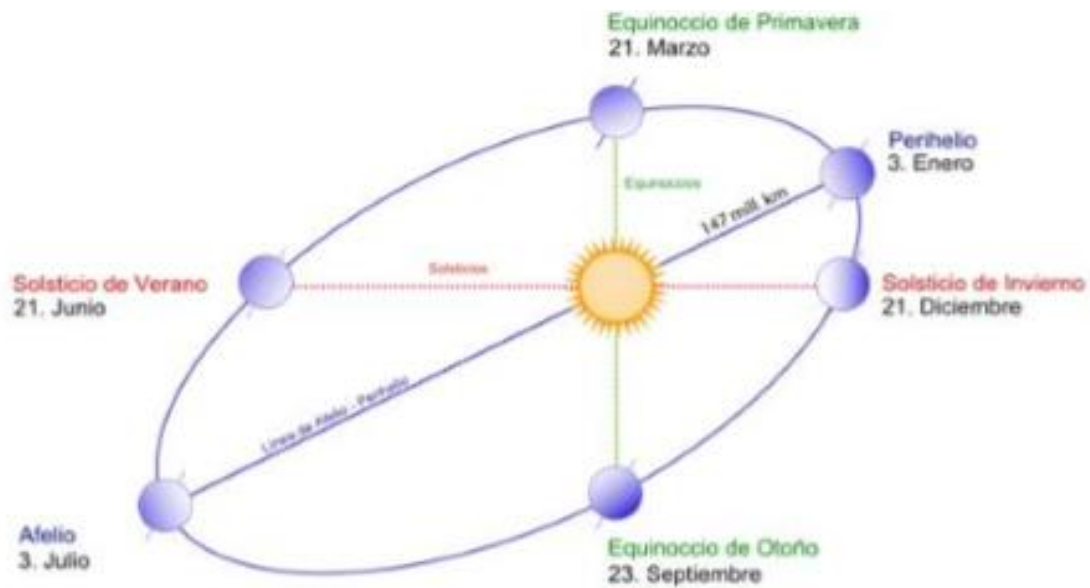


Figura 2. Esquema de la órbita elíptica terrestre respecto al Sol [Ref. 5]

La distancia máxima entre los dos se da cuando la Tierra está en el afelio y es aproximadamente $1.52 \cdot 10^{11}$ metros [Ref. 3], y la mínima dada en el perihelio es $1.47 \cdot 10^{11}$ metros [Ref. 3]. El ángulo subtendido que abarca el Sol visto desde la tierra es de 32° [Ref. 3].

La radiación procedente de la estrella que llegue a la superficie terrestre se verá influida por la distancia, pero no será el factor más determinante. El ángulo formado por el eje de la tierra y el plano que contiene a la órbita con el sol es culpable de la gran variabilidad de energía recibida en la tierra durante el año. Éste fenómeno a su vez es el causante de las estaciones y técnicamente se denomina ángulo de declinación.

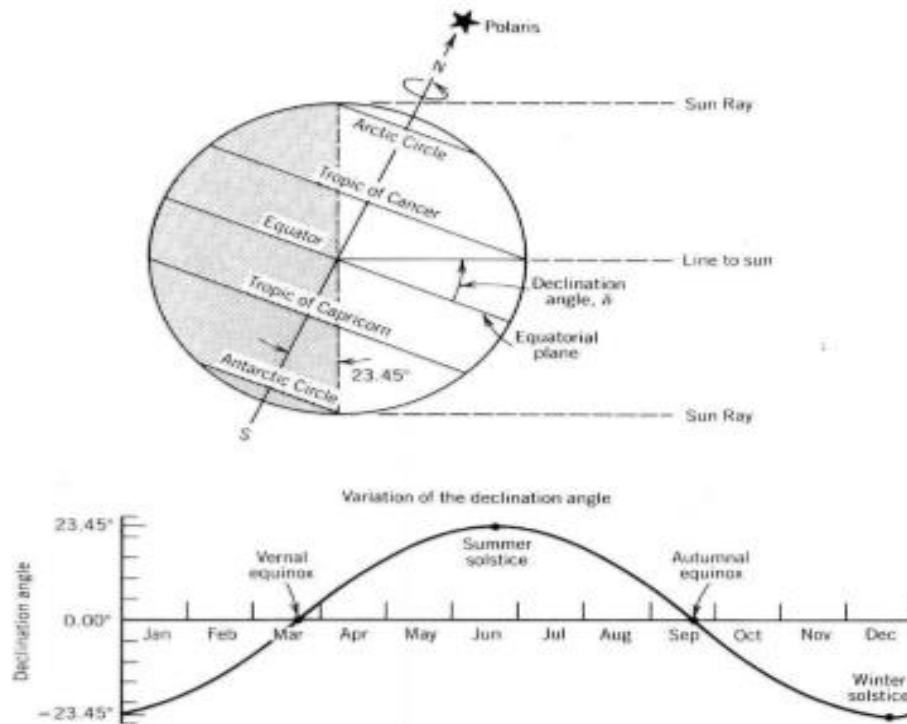


Figura 3. Ángulo de declinación. Gráfico de su variación a lo largo del año. [Ref. 6]

Como se aprecia, el valor del ángulo cambia diariamente según la Tierra describe la órbita solar, manteniéndose siempre entre $\pm 23.45^\circ$ [Ref. 3]. Los cuatro puntos representativos del año para el hemisferio norte ocurren cuando el ángulo es máximo, mínimo y 0, que corresponden al solsticio de verano, invierno y equinoccios de primavera y otoño respectivamente. Existe una fórmula matemática para describir el ángulo en función del día del año y más adelante se hará uso de la misma.

$$\delta(n) = 23.45 * \left(\sin\left(\frac{360 * (284 + n)}{365}\right) \right)$$

Siendo: δ =valor del ángulo de declinación para un día n

n = número del día del año en cuestión

Medición de la energía del Sol

Una vez explicada la posición entre ambos cuerpos celestes es interesante conocer qué es lo realmente medido u obtenido del sol. Se habla pues de la radiación solar, que es la energía por unidad de superficie que emite la estrella. Para concretar hay que hacer una primera distinción de la energía recibida, a nivel extraterrestre y a nivel terrestre.

A nivel extraterrestre se introduce el término constante solar. Ésta es la cantidad de energía por unidad de tiempo que atraviesa una superficie perpendicular a los rayos emitidos por la estrella, a una distancia media entre el Sol y la Tierra. Debido a que la órbita no es circular, el valor usado será el supuesto para la distancia media entre el afelio y el perihelio. A lo largo de los años se ha ido afinando el valor obtenido, según se iban usando métodos más precisos. Actualmente el valor de la constante solar es de $G_{sc} = 1367 \text{ W/m}^2$ [Ref. 3]. A partir de esta y teniendo en cuenta las distancias de la órbita elíptica, se puede deducir el valor de irradiancia del sol fuera de la atmósfera terrestre para cualquier día del año. Se sabe que el sol no siempre emite la misma cantidad de energía, pero ingenierilmente se puede hacer la suposición de que sí. La fórmula que aproxima la variación de la cantidad de irradiancia extraterrestre recibida a lo largo del año es la siguiente, y como se observa en la gráfica el valor cambia según el día del año.

$$G_o(n) = 1367 * (1 + 0.033 * \cos(\frac{360 * n}{365}))$$

Siendo: G_o = el valor de la irradiación para un día n

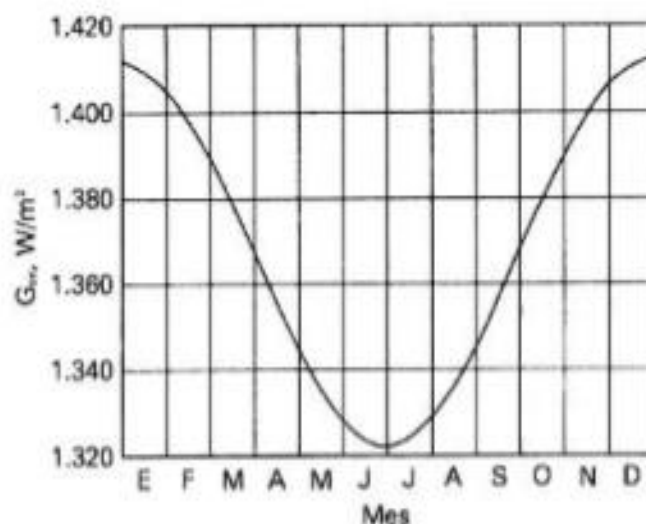


Figura 4. Variación del valor de la radiación extraterrestre a lo largo del año. [Ref. 7]

La aproximación tiene un error menor a 0.3%, luego es bastante precisa.

La radiación extraterrestre emitida por el sol puede asemejarse a la de un cuerpo negro perfecto entorno a 5777K, dando lugar a la siguiente descomposición espectral:

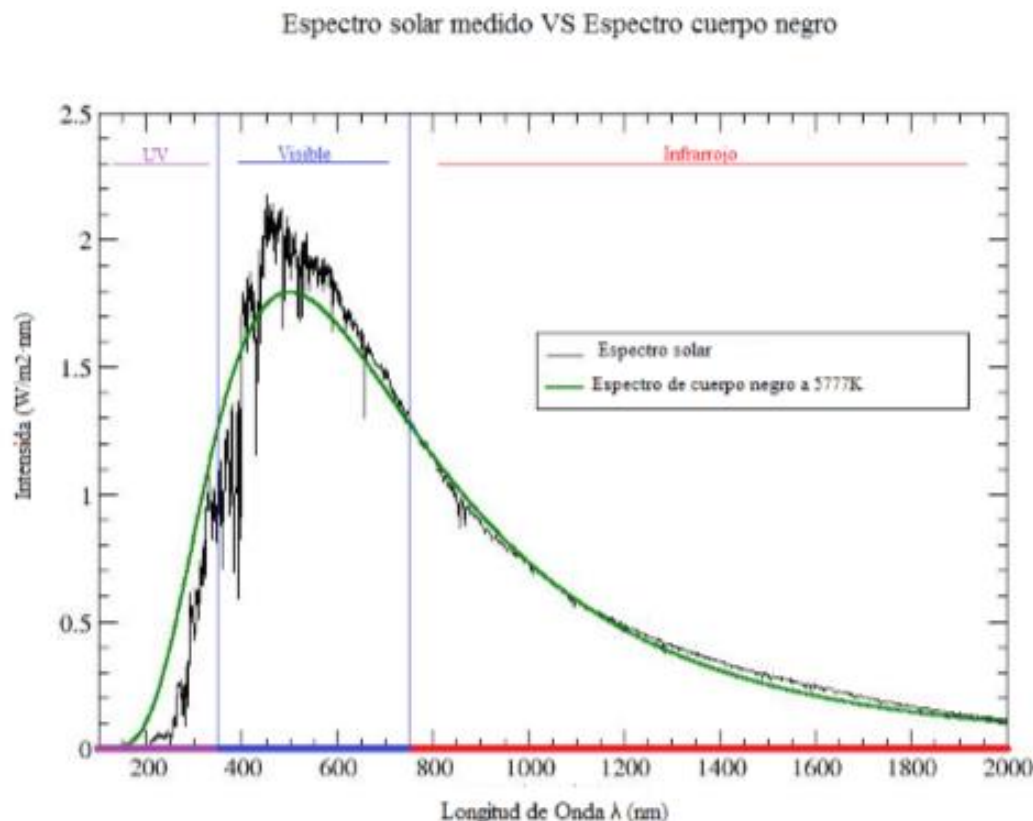


Figura 5. Comparación entre la radiación emitida por el sol y la de un cuerpo negro perfecto a 5777K. [Ref 8]

De la descomposición de la radiación según la longitud de onda se ve que prácticamente la totalidad pertenece al espectro visible e infrarrojo, siendo estos además los únicos espectros aprovechables para ser captados mediante las superficies absorbentes.

En cuanto a la irradiancia terrestre, se dan dos fenómenos que afectan a la misma:

En primer lugar se da la absorción, es decir, parte de la radiación queda absorbida por la atmósfera. Como ejemplo ilustrativo, el ozono tiende a absorber la radiación con longitudes de onda corta, ultravioleta, mientras que con las infrarrojas hace lo propio el agua o el dióxido de carbono. El otro fenómeno es la dispersión, que ocurre cuando la radiación directa es obstaculizada por nubes, polvo en suspensión, moléculas de aire etc. y sufre una variación de la dirección de incidencia, pasando a ser radiada en todas direcciones, siendo esta llamada radiación difusa. Por lo tanto es evidente que la energía que finalmente se puede aprovechar es menor que la emitida en un principio. Dentro de la atmósfera, se puede hacer una clasificación de la radiación aprovechable para los captadores en tres grupos diferenciados:

Radiación directa, directamente del Sol con un determinado ángulo de incidencia. Radiación difusa, creada por fenómenos de difusión y emitida en todas direcciones. Y radiación reflejada, creada a partir del reflejo de la luz en el suelo y/o otros objetos.

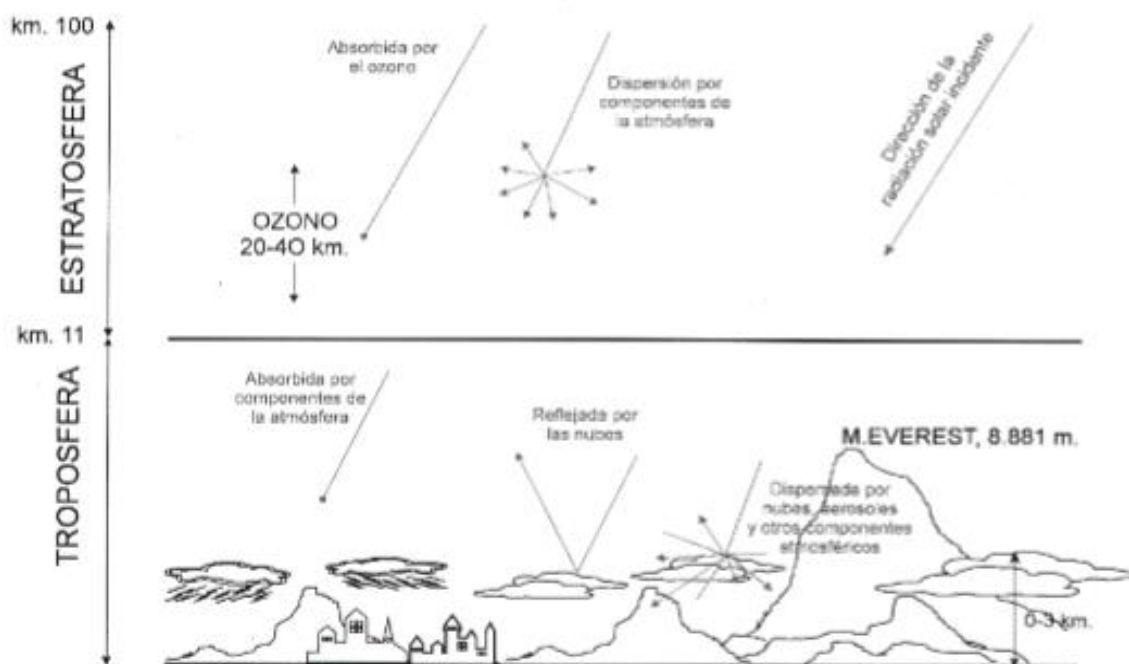


Figura 6. Efectos atmosféricos sobre la radiación. [Ref. 9]

Aunque la radiación directa y la difusa no tienen la misma composición, se hace la aproximación ingenieril de que son iguales, la cual es válida para todos los cálculos.

Para el diseño de las instalaciones solares, será necesario establecer la cantidad de energía disponible para la ubicación deseada. Como se ha visto, son muchos los factores que minimizan la cantidad de energía que llega hasta la superficie terrestre. Para cuantificar la energía disponible se recurre a los valores de irradiación terrestre. El término irradiación no es más que el valor de la irradiancia integrado en un horizonte temporal concreto, pudiendo ser una hora si se habla de irradiación horaria (I), o un día si se habla de irradiación diaria (H).

Los datos de irradiación serán fundamentales para el cálculo y el dimensionado tanto del sistema de calefacción y refrigeración como para el de la instalación de ACS.

En el apartado 3.5 se muestra los valores de irradiación obtenidos para el dimensionado del polideportivo.

2.1.2 Subsistemas de una instalación solar

A continuación se muestra un esquema de una instalación solar y una descripción de sus elementos fundamentales:

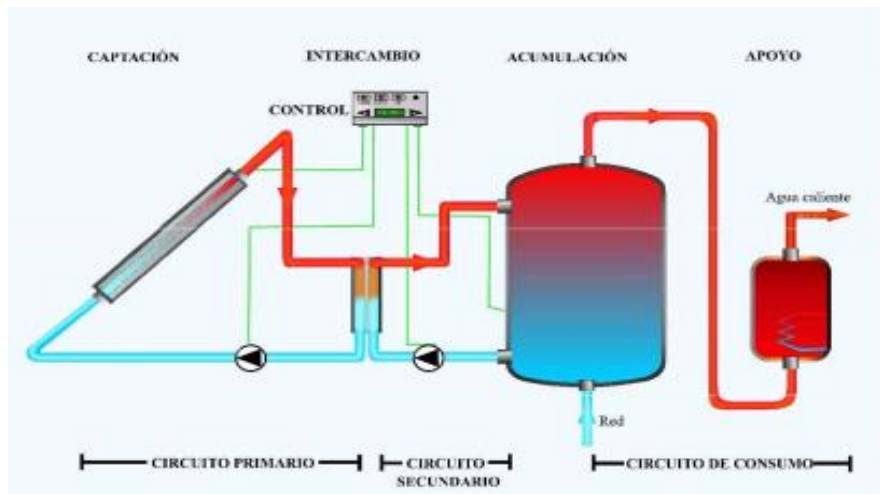


Figura 7. Esquema de una instalación solar. [Ref. 10]

Una instalación solar consta de un **sistema de captación** formado por los colectores; un **sistema de acumulación** formado por el tanque de acumulación, un **sistema de intercambio** formado por el intercambiador de calor; un **sistema hidráulico o sistema de transporte y circulación** formado por el sistema de red de tuberías, las bombas de circulación y los vasos de expansión; un **sistema de apoyo o sistema auxiliar** formado por la caldera auxiliar; y por último el **sistema de control** para asegurar el correcto funcionamiento de la instalación.

Subsistemas:

2.1.2.1 Subsistema de captación:

Se encarga de transformar la radiación solar incidente en energía interna del fluido que circula por su interior. Para ello utiliza los colectores que es el elemento clave de la instalación:

- Colector (o convertidor):

Es el componente principal en una instalación de energía solar. Su misión consiste en convertir la radiación solar en calor, transformando la energía solar en calor y transfiriendo este calor al fluido térmico que circula por él. Para ello aprovecha la energía solar incidente.

Existen tres tipos de colectores, los captadores sin cubierta, los captadores planos y los captadores de vacío:

- Captadores sin cubierta:

Son aquellos que no disponen de vidrio protector. Suelen estar formados por uno o varios tubos pintados de negro, de manera que tengan la máxima absortividad posible. Se caracterizan por tener elevadas pérdidas convectivas debidas al aire del ambiente. Su aplicación más común es

el calentamiento de agua para piscinas. La temperatura máxima que pueden alcanzar ronda los 70°C.



Figura 8. Captadores solares sin cubierta. [Ref. 11]

- Captadores planos:

Son aquellos que disponen de vidrio protector delante de la superficie absorbedora. Con ello logran evitar parte de las pérdidas por convección, a cambio de perder parte de la energía incidente por reflexión de los rayos en el cristal y por la transmitancia a través del mismo. La temperatura máxima que suelen alcanzar son los 100°C. Estos serán los utilizados para la instalación propuesta.



Figura 9. Captadores solares planos. [Ref. 12]

- Colectores de vacío:

Son aquellos que además de añadir un vidrio que reduzca las pérdidas por convección, hacen el vacío entre el vidrio y la superficie absorbidora. Pueden ser de tubos o planos, dependiendo de la forma del sistema de absorción. Presentan mayores temperaturas que los captadores planos simples, llegando alrededor de 120°C.



Figura 10. Captador solar de tubos de vacío. [Ref. 13]

Como los colectores utilizados van a ser colectores planos, vamos a centrarnos en este tipo de captadores.

El colector plano se puede clasificar en función del fluido que utiliza como líquido (agua, aceite térmico, o disolución acuosa anticongelante que será la utilizada) o gaseoso (aire); o en función del rango de temperaturas (altas temperaturas o bajas temperaturas sin necesitar cubierta transparente).

El colector solar plano se compone de los siguientes elementos:

➤ Placa absorbente:

La placa absorbente es la que intercepta la radiación solar que deja pasar la cubierta y se encarga de transformarla en calor. Este calor se transfiere al fluido de térmico que circula por las tuberías.

La placa absorbente debe comportarse como un cuerpo negro para aumentar su capacidad de absorción de la radiación. La radiación emitida por la placa es energía perdida. Ésta por tanto, interesa que sea mínima y la radiación solar sea la máxima posible. Para lograr esto se usan recubrimientos llamados recubrimientos selectivos que cumplen estos objetivos. Las superficies selectivas están formadas por una fina capa de óxido metálico (coeficiente de absorción $\alpha=0.95$) y en ocasiones se recubre también con una capa de Níquel.

Cuando circula el fluido, la placa absorbente del convertidor alcanza temperaturas de entre 40°C y 100°C, y en estos casos, la placa se convierte en un emisor de radiación infrarroja de longitudes de onda de 4 y 70 micras.

➤ Cubierta:

La cubierta cumple dos misiones, atenuar las pérdidas de calor del convertidor impidiendo el paso de radiación que éste emite a través de la placa absorbente; y evitar que el aire exterior esté en contacto con el convertidor y que de esta manera, provoque pérdidas por convección.

La atenuación de las pérdidas de calor se puede lograr aprovechando el efecto invernadero: al chocar la radiación, ésta se transforma en calor y la placa eleva su temperatura. Al aumentar la

temperatura la placa emite radiación y esta radiación no se transmite al exterior quedando atrapada entre la placa y la cubierta.

Las cubiertas suelen construirse de vidrio o plástico, dependiendo de las condiciones climáticas (las de plástico se deforman con el calor pero las de vidrio son más frágiles frente a condiciones climatológicas adversas). También es aconsejable el uso de cubiertas múltiples (2 ó 3) para climas fríos.

➤ Circuito de fluido térmico:

El fluido circulante debe estar en contacto directo con la placa absorbedora para que la transferencia de calor se realice en las mejores condiciones.

La el calor que llega por la radiación se propaga a través de la placa hasta la zona de unión entre la placa y la tubería que conduce al fluido. Esta unión se hace por soldadura y debe ser metálica a lo largo de toda la tubería. Si existen zonas de contacto diferente, la transferencia de calor será por convección en vez de conducción, lo que dificulta la transferencia de calor.

➤ Aislamiento térmico:

El convertidor está a temperatura superior a la del ambiente, por ello transfiere calor a la atmósfera. Para reducir esta emisión de calor, por la cara posterior se coloca una lámina de aislamiento térmico de 4 ó 5 cm entre la capa posterior del convertidor y la caja. Su función es por lo tanto disminuir las pérdidas de calor. Como material aislante suele usarse lana de vidrio.

➤ Caja:

Su función es asegurar la estanqueidad del colector. Su unión con la cubierta debe ser estanca para evitar así la entrada de aire que genera pérdidas por convección y deteriora el colector. También el aire transporta contaminantes que pueden corroer el colector y vapor de agua que, al enfriarse puede formar gotas lo dañan, y al calentarse puede disminuir la transmitancia del cristal y reducir el flujo de radiación. La caja soporta las condiciones ambientales exteriores. Suele construirse de acero galvanizado con tratamiento anodizado.

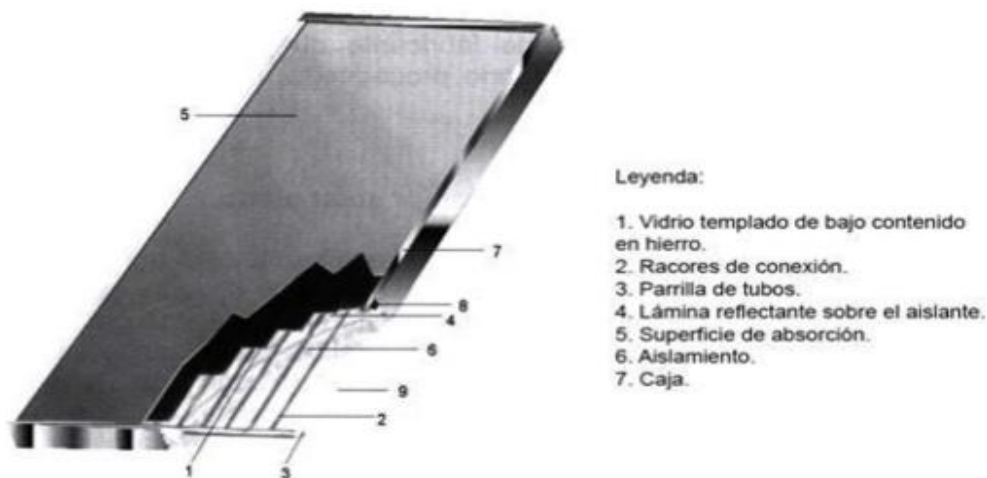


Figura 11. Partes de un colector solar plano. [Ref. 14]



2.1.2.2 Subsistema de acumulación

Debido a que la fuente de la que se obtiene la energía, es muy variable a lo largo del día y del año, es necesario un sistema que garantice la cobertura de la demanda. La obtención del agua caliente para consumo mediante colectores solares, a diferencia de las fuentes tradicionales, no produce la energía necesaria de manera instantánea, así que ésta es frecuentemente almacenada en forma de calor sensible.

Usualmente se diseña o se compra un tanque capaz de mantener suficiente cantidad de agua a la temperatura de trabajo para cubrir la demanda deseada, normalmente diaria, garantizando con ello cierto grado de independencia. Cuanto mayor sea el depósito de almacenamiento, en principio, mayor será el margen de maniobra ante una falta continuada de radiación solar. Si bien es cierto, un almacenamiento excesivamente grande puede dar lugar a un aumento drástico de los costes y/o grandes pérdidas de calor al ambiente con caída del rendimiento. Por lo tanto, siempre se intentará buscar un compromiso que sea beneficioso tanto en términos económicos como en productividad para la instalación.

Los dispositivos de almacenamiento normalmente son de acero inoxidable o vitrificados, ya que aguantan bien las temperaturas de trabajo típicas, siendo más económicos estos últimos. Además existen tanques con el intercambiador de calor tipo serpentín, para la transmisión de calor entre fluidos de circuito primario y secundario, ya incorporado. Cuanto mayor sea el volumen a almacenar, más interesante será trasladar el sistema de intercambio fuera del acumulador, reduciendo con ello el tamaño de los mismos.

El factor clave en el acumulador es el grado de estratificación. Cuanto mayor sea este, se trabajará con mejor rendimiento en los captadores, a costa de perder capacidad de almacenamiento. La relación alta entre la altura y el diámetro favorece el aumento de la estratificación en el tanque, igual que trabajar con depósitos unidos en serie.

La capacidad de aislamiento del agua en el interior es crítica, siendo a veces indispensable añadir una funda térmica al acumulador, que disminuya las posibles pérdidas al ambiente.

- Tanque de almacenamiento:

Su misión es compensar el desfase existente entre el calor producido por el circuito primario y la demanda de calor del proceso. Para ello, el tanque de almacenamiento almacena calor en un fluido (normalmente líquido). El calor generado en el circuito primario es transferido por el intercambiador de calor hasta el líquido contenido en el tanque de almacenamiento, y desde éste se transporta hasta el circuito de consumo.

El tanque puede funcionar las 24 horas a diferencia del resto de los componentes de la instalación. Además debe aislarse térmicamente para disminuir las pérdidas de calor y se busca que tenga un área mínima para almacenar el volumen de líquido.

2.1.2.3 Subsistema de intercambio

El sistema de intercambio es el encargado de transmitir la energía captada en los paneles y concentrada en el líquido caloportador, al circuito secundario, que será el agua que finalmente se destine al consumo. Se compone del intercambiador de calor:

- Intercambiador de calor

Es el encargado de transmitir el calor generado por los colectores en el circuito primario al tanque de almacenamiento del circuito secundario. Existen varios tipos de intercambiadores:

- De serpentín :

Consta de una tubería lisa o con mini-aletas enrollada en forma de hélice. Ésta se instala dentro del tanque de almacenamiento sumergido en el fluido térmico. El calor útil se transfiere desde el serpentín hasta el fluido contenido en el tanque.

Además se encarga de separar el fluido contenido en el circuito primario del fluido contenido en el tanque.

La transferencia de calor desde el fluido del circuito primario hasta la superficie interior del tubo del serpentín se realiza por convección. Desde la superficie interior hasta la superficie exterior del tubo del serpentín se realiza por conducción.

Tener serpentín disminuye el rendimiento del colector, pero este tipo de intercambiador no tiene pérdidas de calor ya que todo el calor del fluido del circuito primario se transfiere al fluido del tanque de almacenamiento.



Figura 12. Tanque de almacenamiento con serpentín. [Ref. 7]

- De carcasa y tubo:

Se trata de un haz de tubos de pequeño diámetro instalados en el interior de un circuito denominado carcasa. El sector caliente está conectado a la bomba y el colector, y el lado frío conectado con el tanque de almacenamiento. Ambas transferencias de calor se hacen por convección.

La ventaja de este tipo de intercambiador es que tiene menor tamaño que el serpentín.

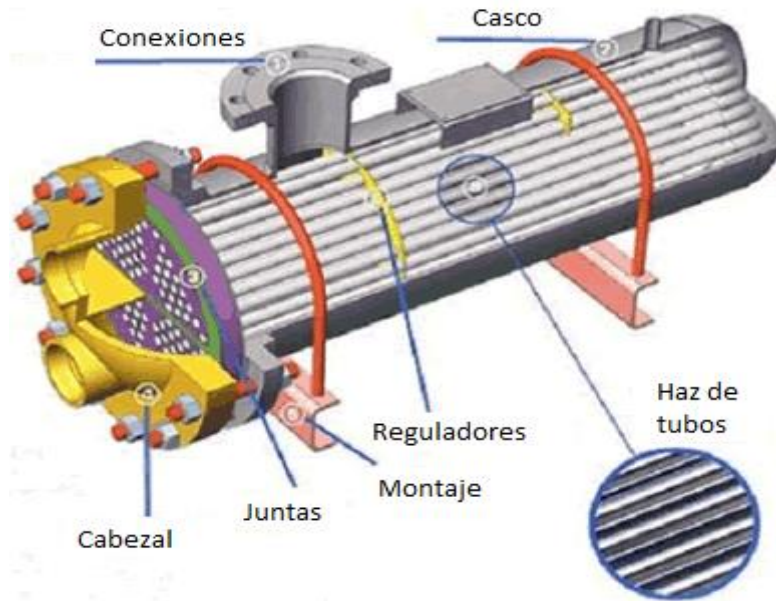


Figura 13. Esquema de un intercambiador de tipo carcasa y tubos. [Ref. 15]

- De placas:

Consta de un conjunto de placas de pequeño espesor apiladas formando dos circuitos independientes por donde circula el fluido impulsado por una bomba.

En este tipo de intercambiador los fluidos circulan a mayor velocidad y la transferencia de calor es menor.

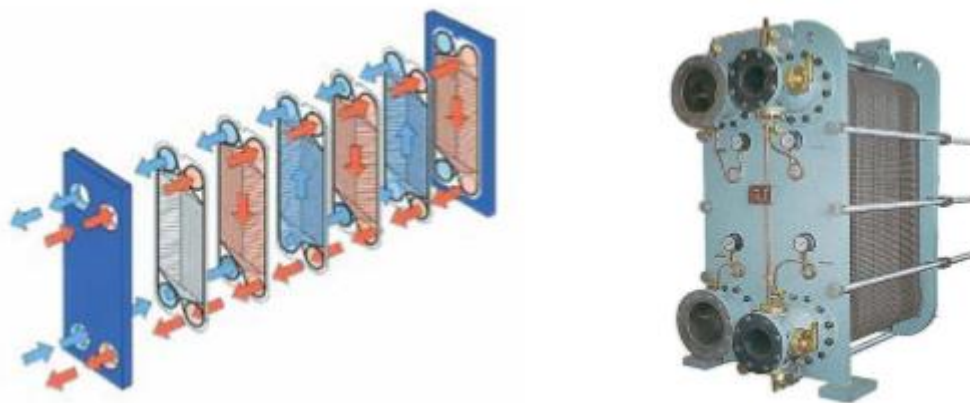


Figura 14. Esquema de un intercambiador de placas. [Ref. 16]

2.1.2.4 Subsistema hidráulico o de transporte y circulación

Es el encargado de transportar toda la energía producida a lo largo de todo el conjunto de la instalación. Se compone por la red de tuberías, las bombas de circulación (una bomba de circulación para el circuito primario y otra para el circuito secundario), el sistema de válvulas y los vasos de expansión:

- Tuberías:

Los materiales utilizados para el circuito de agua de consumo son el acero inoxidable, el cobre o plásticos. El acero inoxidable no se suele usar debido a su coste, aunque tienen excelente comportamiento frente a temperaturas elevadas, corrosión y gran resistencia mecánica. En cuanto al cobre, es el más aconsejable para las instalaciones ACS, ya que tiene propiedades deseables, resistencia mecánica y a la corrosión, baja rugosidad, ductilidad y maleabilidad, todo ello con un precio económicamente competitivo. Las tuberías de plástico serán empleadas cuando se pueda garantizar su uso a temperaturas inferiores a 120°C. Tienen cualidades semejantes a las del cobre y menor precio.

Debido a las condiciones de prueba de los circuitos exigidas en el RITE IT 2.2.7, el material a usar en las tuberías será cobre.

Además de las pérdidas de presión que se darán dentro de las mismas, hay que tener en consideración las pérdidas de calor al ambiente. Para disminuir éstas, todas las tuberías de la instalación contarán con aislamiento exterior.



Figura 15. Tubería de cobre con aislamiento. [Ref. 17]

- Bomba de circulación:

La bomba del circuito primario se encarga de transportar el fluido con el calor generado en el colector hasta el intercambiador de calor. Ésta aumenta la velocidad de circulación del fluido y origina un aumento de la transferencia de calor en el colector.

Y la bomba del circuito secundario se encarga de transportar el fluido caloportador desde el intercambiador al tanque de almacenamiento del subsistema de acumulación.

Las bombas deben vencer la diferencia de presiones entre la aspiración y la impulsión (altura manométrica).



Figura 16. Bomba centrífuga. [Ref. 18]

- Vaso de expansión

El fluido experimenta variaciones de temperatura que pueden generar variaciones en el volumen, y este aumento de volumen genera altas presiones. Esta presión a su vez puede generar roturas y averías que evitan la estanqueidad. Para evitar esto se usa el vaso de expansión, que es un tanque dividido en dos partes por una membrana elástica que absorbe los aumentos de presión deformándose.



Figura 17. Vaso de expansión cerrado [Ref. 7]

- Válvulas

Sirven para aislamiento, equilibrado, vaciado, llenado, purga de aire, retención etc. Tienen que ser capaces de soportar las condiciones de trabajo. Su ubicación en el circuito ha de hacerse para garantizar que cada sección del circuito independiente está protegida y no se estropeará durante tareas de mantenimiento.



Figura 18. Válvula de esfera para aislamiento, llenado o vaciado. [Ref. 19]

2.1.2.5 Subsistema auxiliar o de apoyo

Debido a que la energía disponible cada día está determinada íntegramente por las condiciones climatológicas, es indispensable disponer de un sistema auxiliar encargado de cubrir la demanda cuando no puede ser cubierta total o parcialmente mediante la instalación termo solar.

La solución tecnológica más frecuente es la caldera de gas o gasoil, que complementa al sistema en todo momento, y sí es capaz de producir la energía requerida de forma instantánea.

El sistema auxiliar puede situarse en serie o en paralelo con la instalación solar, siendo más eficiente el primero de los dos sistemas.



Figura 19. Caldera de gas. [Ref. 20]

2.1.2.6 Subsistema de control

Debido a la cantidad de elementos y la complejidad del sistema, se hace necesario un sistema de control, que basándose en datos medidos en la instalación, permita actuar en consecuencia.

Existen dos tipos básicos de control: control de la temperatura a la entrada y salida de captadores; y control del caudal que la bomba envía al intercambiador del circuito primario con el secundario.

El primero es el más extendido y el más simple de los dos. Se trata de medir la temperatura del fluido caloportador antes y después de pasar por los colectores. Si la diferencia es suficientemente grande, se envía una señal y la bomba hace circular el fluido por los paneles. Cuando la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida alcance un valor muy pequeño, previamente programado, la bomba deja de impulsar fluido hacia los colectores. Así se trabaja siempre con buen rendimiento.

La otra forma de hacer el control es en el intercambiador. Mediante un sensor, se regula el caudal que se hace pasar por el intercambiador primario, de manera que siempre se esté optimizando el máximo de transferencia de calor entre los dos fluidos.



Figura 20. Centralita de control y regulación. [Ref. 21]

2.2 Estado del sector de la climatización

La climatización consiste en crear unas condiciones de temperatura, humedad y limpieza del aire adecuadas para la comodidad dentro de los espacios habitados.

La normativa española define climatización como “dar a un espacio cerrado las condiciones de temperatura, humedad relativa, calidad del aire y, a veces, también de presión, necesarias para el bienestar de las personas y/o la conservación de las cosas”.

A partir de esta definición se desprende que el concepto climatización equivale a lo que en inglés se llama Heating, Ventilating and Air Conditioning, o por sus siglas HVAC, expresión en la que aparecen tres conceptos separados: ventilación y calefacción por un lado y aire acondicionado por otro.

Sistemas de climatización:

- Clasificación por el alcance de la instalación:

La climatización puede hacerse en un solo local (unitaria), frecuentemente con un aparato que produce y emite su energía térmica; y centralizada, en la que un aparato produce la energía térmica (calor o frío) y se lleva a los locales a climatizar por medio de conducciones y se emite por medio de emisores.

- Climatización unitaria:

Es este sistema muy frecuente. En calefacción se emplea con chimeneas-hogar, diferentes tipos de estufas (de carbón, de gas butano, eléctricas). Para refrigeración lo más conocido es el llamado climatizador o acondicionador de ventana.

Son en general sistemas con deficiencias importantes: en calefacción, cuando hay combustión (carbón, gas) es necesaria la entrada de aire para la combustión, aire proveniente del exterior, que está frío, y que enfría el ambiente a calefactar. En general, los aparatos pequeños tienen menores rendimientos que los grandes, por lo que, la suma de varios de ellos para distintos locales, pueden consumir más energía que uno solo, más potente, para todos ellos.

Además, en la climatización de verano, los aparatos unitarios de refrigeración no suelen tener un buen control de la humedad, por lo que pueden dar ambientes húmedos en los locales.

- Climatización centralizada:

En este sistema de climatización pueden, a su vez, distinguirse dos posibilidades: para un pequeño usuario (vivienda, p.e.) y para un usuario grande (un edificio completo, de cualquier dimensión, como por ejemplo en nuestro caso un polideportivo).

Los sistemas más sencillos (y tradicionales) para calefacción constan de una caldera y de una red de tuberías que lleva el calor, por medio de un caloportador, a los aparatos terminales, generalmente radiadores (en nuestro caso fan coils).

En refrigeración existen aparatos que tienen una parte, que comprende el compresor y el condensador, que se sitúa en el exterior y uno o varios evaporadores que se colocan en los locales a climatizar (sistemas partidos múltiples o multisplit). Suelen tener mejores rendimientos que los aparatos unitarios, pero adolecen de falta de control de la humedad ambiente.

- Clasificación por el fluido caloportador

La energía térmica puede llevarse a los locales por medio de fluidos, llamados caloportadores (que transportan el calor o energía térmica), y pueden ser: agua, aire o un fluido refrigerante. Se puede establecer una clasificación en función del fluido caloportador que llega a los locales. Se advierte que el aire es siempre el fluido que se trata de acondicionar, pero ello no quiere decir que sea siempre un fluido caloportador.

- Sistemas con refrigerante:

El fluido refrigerante se lleva, por tuberías, a los evaporadores, situados en los locales a climatizar. La necesaria ventilación ha de hacerse por otros medios.

- Sistemas todo aire:

A los locales no llega más que el aire tratado en un climatizador o UTA (Unidad de tratamiento de aire) por medio de conductos e impulsado a través de diversos tipos de rejillas o difusores. Dado que el caudal de aire mínimo exigible para ventilación suele ser insuficiente para llevar la energía térmica necesaria, hay que implantar sistemas de mezcla de aire de retorno con el aire exterior (de ventilación o de renovación), de lo que se encarga el climatizador.

- Sistemas agua-aire:

A los locales llega el aire estrictamente necesario para la ventilación, tratado en un climatizador (llamado aire primario) pero, la mayor parte del tiempo, con caudales insuficientes para transportar toda la energía térmica necesaria, de modo que se suple esa falta mediante aparatos terminales añadidos (ventiloconvectores o fan coils, inductores) situados en los locales y alimentados por agua. Es este el sistema más caro de instalar, pero tiene muchas ventajas: el aire no se recircula, por lo que tampoco se recirculan olores de unos locales a otros; mejor regulación de los parámetros de cada local teniendo en cuenta muy precisamente sus necesidades específicas.

- Sistemas todo agua:

A los locales no llega más que agua, que puede ser caliente o fría. Cuando solamente se trate de calor (calefacción), se utilizarían como emisores los clásicos radiadores y cuando se trate de frío (refrigeración) o cuando haya las dos posibilidades (calor y frío) se utilizarán ventiloconvectores (fan coils). Hay que resaltar que en este caso será una climatización incompleta, pues la necesaria ventilación ha de hacerse por otros medios.

Instalaciones de climatización

Las instalaciones de climatización comprenden las siguientes partes:

- Generación de energía térmica (frío y calor)
 - Modo de calor (calefacción):

Para la climatización de invierno lo más lógico es emplear un sistema de calentamiento por caldera de combustible que produce calor de modo económico y desde la que se lleva agua caliente a los climatizadores por tuberías.

También puede emplearse una máquina en todo semejante a la de refrigeración por compresión, que funciona al revés: tomando calor del aire exterior de invierno, frío, y cediéndolo al aire interior, más caliente. En este caso, la máquina refrigeradora se conoce como bomba de calor. Cuando las temperaturas exteriores son relativamente benignas, el rendimiento de estos aparatos es notable y compensa los precios, generalmente más elevados, de la energía eléctrica utilizada para mover el compresor, pero en días muy fríos, con temperaturas por debajo de 4 °C, los rendimientos descienden rápidamente y llegan en seguida a ser muy deficientes.

Los generadores denominados reversibles permiten, además, hacer el ciclo antes indicado para refrigeración y también para el proceso de calentamiento. Un generador reversible extrae el calor del aire frío (sea exterior o interior) y lo transfiere hacia el aire más caliente (interior o exterior) dependiendo de las estaciones del año. Por consiguiente, el generador reversible constituye un sistema de calefacción separado y permite calentar y refrigerar con el mismo aparato.

También se puede encontrar en el mercado un sistema que se conoce como híbrido, que tiene una caldera y una bomba de calor. Una centralita electrónica decide cuál de las dos máquinas se pone en marcha en función de las condiciones exteriores (rendimiento de la bomba de calor) y de los precios de la energía, de modo que funcione la que resulte más económica.

- Modo de refrigeración:

El enfriamiento puede hacerse fundamentalmente por dos medios: por compresión y por absorción. Estos dos sistemas se basan en que transportan calor de un punto de menor nivel energético (el nivel se mide por la temperatura) a otro de mayor nivel, y el medio generalmente usado para este movimiento de calor es un refrigerante.

Las máquinas refrigeradoras grandes, conocidas como enfriadoras de agua, plantas refrigeradoras, equipos de refrigeración (o, en inglés, chiller), enfrían agua que después se distribuye a los climatizadores por tuberías. Las máquinas de refrigeración grandes tienen mejores rendimientos.

En el sistema conocido como partido (split o multi-split), el caloportador es el propio líquido refrigerante, que se lleva a los evaporadores de los terminales situados en los locales a climatizar. En este caso, la máquina refrigeradora es por compresión.



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

- Transporte (primario) de esa energía térmica a donde será utilizada.

Una vez producida la energía térmica, debe llevarse al punto de tratamiento de aire (UTA) o a los terminales, mediante agua por tuberías (de acero, de cobre o de materiales plásticos). A veces también mediante fluido refrigerante.

El agua puede llevarse por sistemas de dos, tres o cuatro tuberías:

- Sistema de dos tuberías:

Es el sistema más económico y el que se emplea comúnmente en las instalaciones de solo calefacción, por ejemplo, pero también en los sistemas de climatización de verano y de invierno, a condición de que solo uno de los dos sistemas funcione a la vez. Es muy adecuado para edificios de vivienda: hay unos meses de calefacción, luego unos meses de primavera, sin ningún tipo de climatización artificial, luego el verano, con refrigeración y finalmente una parte del otoño, también sin climatización, de modo que, entre una estación y otra, un simple inversor hace funcionar una u otra instalación.

- Sistemas de cuatro tuberías:

Se emplea cuando en un edificio pueden darse casos de necesidad simultánea de refrigeración en una zona y calefacción en otra. Es un caso que se da en tiempo no muy frío, en edificios con locales para diversos usos; en él, un local de reuniones multitudinarias (un salón de actos), se calentará por la emisión de las personas y requerirá refrigeración, mientras que los despachos, con poca ocupación, seguirán necesitando calefacción. Entonces se emplea el sistema de cuatro tuberías, dedicadas, por parejas (ida y retorno), a calefacción y a refrigeración, y los sistemas de regulación de cada uno de los ambientes se encargan de poner en marcha el sistema necesario en cada caso.

- Sistema de tres tuberías:

Se ha dejado para el final porque es un sistema cada vez menos utilizado. Una tubería lleva calor, otra frío, y la tercera sirve de retorno para las dos, de modo que mezcla agua fría con agua caliente. La mayoría de las normativas, celosas de conseguir ahorros de energía, prohíben el sistema, dejándolo utilizar en los contados casos en que la necesidad simultánea de calor y de frío no se da más que rara vez. Tiene las ventajas de ser más económica de instalación que la de cuatro tuberías y que, como esta, permite suministrar simultáneamente calor a unos locales y frío a otros.

- Uso de la energía térmica, que puede ser:

- En un climatizador:

Aparato de tratamiento del aire (UTA) que recibe la energía de una red de agua, caliente o fría, y, por otro lado el aire, del exterior (aire de ventilación) y que también puede ser recirculado, lo mezcla (en su caso), lo trata y lo impulsa hacia los locales a climatizar.

Es por lo tanto, el aparato encargado de tratar el aire en todas sus vertientes e impulsarlo, bien directamente, o bien por una red de distribución de aire, a los locales a climatizar. En principio,

un climatizador no produce energía térmica, sino que la recibe de generadores de calor y frío específicos (caldera o máquina frigorífica), aunque a veces se llama climatizadores a ciertos aparatos que producen el frío (climatizadores de ventana).

Consta de una serie de elementos que permiten los diversos tratamientos que han de hacerse al aire. Una UTA muy completa, constaría de: admisión de aire, filtros de aire, baterías de calentamiento y de enfriamiento (en sistemas de dos tuberías, una sola batería), humidificador del aire (para climatización de invierno), separador de gotas, batería de postcalentamiento, y ventilador de impulsión

No todos los climatizadores tienen todos los dispositivos enumerados. Muy a menudo no tienen más que el ventilador de impulsión, especialmente los que solamente tratan el aire de ventilación, sin mezcla con el aire de retorno. La batería de postcalentamiento no se suele usar más que en sistemas que integran la calefacción o, en refrigeración, cuando el ambiente exterior es muy húmedo.

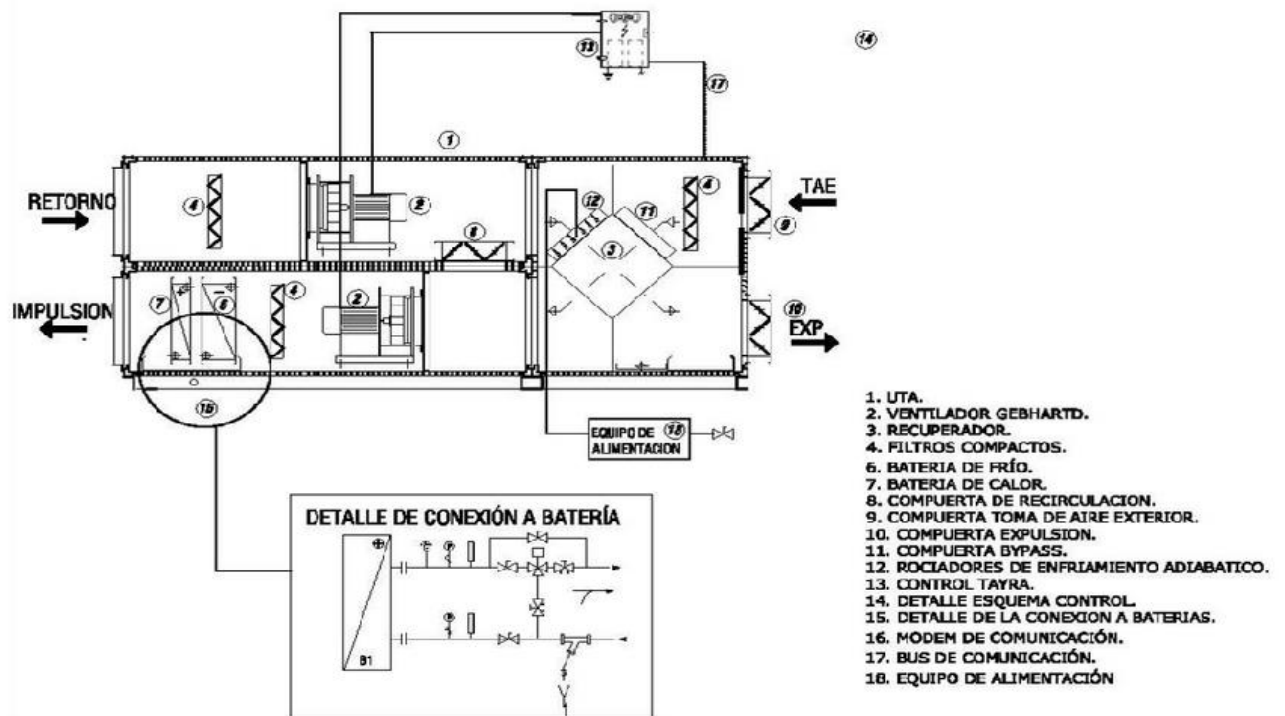


Figura 21. Esquema de una unidad de tratamiento de aire. [Ref. 22]

- Directamente a aparatos terminales:

Esto se da cuando se trata de sistemas que no integran la ventilación. Para refrigeración se utilizarían fan coils (o también llamados en ventiloconvectores) y para calefacción, radiadores, superficies radiantes o también fan coils.

- Las dos cosas a la vez: climatizadores y aparatos terminales.

- Transporte (secundario) por medio de aire tratado, por conductos adecuados para llevarlo a los locales a climatizar.



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

El transporte, aquí llamado secundario, consiste en llevar la energía térmica a los locales mediante aire tratado, por conductos desde el aparato de tratamiento (climatizador).

Los conductos pueden tener sección circular o rectangular. Pueden ser de chapa galvanizada, de cobre, de planchas de fibra de vidrio y hasta de escayola. Es condición indispensable que las superficies sean lisas y fácilmente limpiables, para lo que deben tener registros de limpieza. En general, los conductos de climatización deben de tener un adecuado aislamiento térmico.

Como consecuencia de las últimas directivas europeas relacionadas con la eficiencia energética los conductos de climatización han de ser lo más estancos posible. Los niveles de estanquidad se clasifican desde el nivel A, el menor, al nivel máximo D. La red de conductos está formada por una mezcla de elementos de diferente tipología y forma que confieren a las instalaciones un nivel medio de estanquidad del tipo B. Construir conductos más estancos de nivel C, representaría aumentar el triple la estanquidad de los mismos, contribuyendo de forma sensible a la mejora energética de las instalaciones y al sostenimiento energético global.

A veces se emplea como conducto, especialmente en retorno del aire, el espacio sobre un falso cielorraso e incluso un pasillo (plenum).

- Emisión en los locales y, en caso de ser climatización por aire, difusión en los ambientes, de modo que el aire tratado alcance toda la zona considerada como "habitada" dentro de ellos.

La emisión se hace por diversos tipos de bocas de impulsión (rejillas, difusores...) desde los conductos del transporte de aire.

Cuando se trata de sistemas aire-agua, además del aire de ventilación (llamado aire primario) tratado en el climatizador, se emplean como apoyo ventiloconvectores (fan coils) o inductores.

Si se trata de sistemas partidos (split o multi-split), los evaporadores emiten directamente con un ventilador.

Finalmente, el aire impulsado debe difundirse por el local, de modo que alcance todo el volumen habitable.

Ahorros de energía en la climatización:

En cuanto a medidas directamente relacionadas con la climatización propiamente dicha, hay dos:

- Free-cooling:

En muchos climas cálidos (especialmente en los continentales) las noches son más frías que los días, con temperaturas inferiores a las que durante el día se mantendrán en los locales, y se puede aprovechar esta circunstancia para enfriar casi gratuitamente el edificio (con solo el consumo de los ventiladores).

Durante la noche se hacen funcionar los ventiladores de modo que extraigan el aire del interior e introduzcan el del exterior, refrescando el edificio. La masa térmica del mismo (compuesta no

solo por los elementos constructivos, sino también por el mobiliario y hasta por los papeles almacenados, cosa importante en un edificio de oficinas) se enfría y al volver a ocuparlo por la mañana está en unas condiciones mejores, reduciendo el trabajo de los climatizadores.

Este sistema también puede emplearse en ciertas épocas del año, durante el día: los espacios interiores tienen cargas térmicas (ocupación, iluminación, maquinaria, soleamiento), mientras que en el exterior puede haber una temperatura adecuada, de modo que se puede climatizar directamente con el aire exterior.

- Recuperador de calor:

Disponiendo adecuadamente las bocas de toma de aire exterior y de aire expulsado al exterior, pueden instalarse dispositivos recuperadores de calor, de modo que el calor del aire expulsado precaliente el aire de ventilación, en invierno, o que preenfrie el aire que entra para la ventilación, en verano.

2.2.1 Procedimiento para el cálculo de cargas

El modelado y dimensionado para la climatización de las instalaciones en España, deben cumplir las indicaciones y requerimientos recogidos tanto en el Código Técnico de la Edificación (CTE) como en el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE).

Se considera carga térmica a la potencia de refrigeración o calentamiento que requiere la instalación, en un determinado instante, para mantener unas condiciones de temperatura interiores de confort establecidas.

Tabla 1.4.1.1 Condiciones interiores de diseño		
Estación	Temperatura operativa °C	Humedad relativa %
Verano	23...25	45...60
Invierno	20...23	40...50

Tabla 1. Condiciones de temperatura y humedad que se deben mantener en el interior de una instalación según la normativa del RITE. [Ref. 33]

La primera clasificación que se realiza en las cargas térmicas localizadas en una instalación es distinguirlas entre cargas térmicas de carácter sensible (variación de la temperatura) y de carácter latente (variación de humedad).

Dentro de las cargas que corresponden a las cargas de **calefacción** (período de invierno) son:

- Cargas por transmisiones: cargas a través de fachada, suelo, techo, puertas y ventanas.

$$Q_{transmisión} = A * U * (T_{interior} - T_{exterior})$$

Siendo: A= área transversal por donde fluye el flujo de calor [m²]

U= coeficiente de transferencia térmica [W/m²K]

Los coeficientes de transferencia de calor deben estar limitados por un valor máximo que se obtiene del CTE (sección HE1, "Limitación de la demanda energética"), que asocia un valor

máximo a la transmitancia de calor por suelo, fachada y techo dependiendo de la zona climática donde se vaya a construir la instalación a aclimatar.

- Cargas por intercambio de aire:
 - Cargas por ventilación: renovaciones de caudal de aire de ventilación que se deben realizar en un local a aclimatar para cumplir unas condiciones de salubridad establecidas por el CTE (HS3, "Calidad de aire interior").

$$Q_{\text{ventilación}}_{\text{sensible}} = Vol_{\text{instalación}} * \rho_{\text{aire}} * Cp_{\text{aire}} * (T_{\text{interior}} - T_{\text{exterior}})$$

Siendo: $Vol_{\text{instalación}}$ = renovaciones de aire por cada ocupante [m^3/s]

ρ_{aire} = densidad del aire [kg/m^3]

Cp_{aire} = calor específico del aire [$J/kg \cdot K$]

$$Q_{\text{ventilación}}_{\text{latente}} = Vol_{\text{instalación}} * \rho_{\text{aire}} * Hfg * (w_{\text{interior}} - w_{\text{exterior}})$$

Siendo: Hfg = calor latente de vaporización [KJ/kg] = 2257 KJ/kg [Ref. 23]

w = humedad absoluta [kg/kg aire seco]

- Cargas por infiltraciones: infiltraciones de aire a través de puertas y ventanas

$$Q_{\text{infiltración}}_{\text{sensible}} = f_{\text{ventanas/puertas}} * A_{\text{ventanas/puertas}} * \rho_{\text{aire}} * Cp_{\text{aire}} * (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})$$

Siendo: $f_{\text{ventanas/puertas}}$ = factor de carga por infiltraciones a través de puertas y ventanas

$$Q_{\text{infiltración}}_{\text{latente}} = f_{\text{ventanas/puertas}} * A_{\text{ventanas/puertas}} * \rho_{\text{aire}} * Hfg * (w_{\text{int}} - w_{\text{ext}})$$

Dentro de las cargas de **refrigeración** encontramos que aparte de las cargas debidas a transmisión e intercambio de aire, deben calcularse también las cargas por radiación y las cargas internas:

- Cargas por transmisiones: cargas a través de fachada, techo, puertas y ventanas.

El gradiente de temperaturas en el caso de la refrigeración es el contrario que el de calefacción, debido a que el sentido del flujo de calor es el contrario.

$$Q_{\text{transmisión}} = A * U * (T_{\text{exterior}} - T_{\text{interior}})$$

- Cargas por intercambio de aire:

- Cargas por ventilación:

$$Q_{\text{ventilación}}_{\text{sensible}} = Vol_{\text{instalación}} * \rho_{\text{aire}} * Cp_{\text{aire}} * (T_{\text{exterior}} - T_{\text{interior}})$$

$$Q_{\text{ventilación}}_{\text{latente}} = Vol_{\text{instalación}} * \rho_{\text{aire}} * Hfg * (w_{\text{interior}} - w_{\text{exterior}})$$

- Cargas por infiltraciones: infiltraciones de aire a través de puertas y ventanas

$$Q_{infiltración\ sensible} = f_{ventanas/puertas} * A_{ventanas/puertas} * \rho_{aire} * C_{p_{aire}} * (T_{int} - T_{ext})$$

$$Q_{infiltración\ latente} = f_{ventanas/puertas} * A_{ventanas/puertas} * \rho_{aire} * H_{fg} * (w_{int} - w_{ext})$$

- Cargas por radiación: Carga debida a la radiación solar que se concentra sobre los cristales de las ventanas de la instalación a aclimatar.

$$Q_{radiación} = Rad * A_{ventanas} * f$$

Siendo: Rad= valor de la radiación solar [KWh/m²]

$A_{ventanas}$ = Área de las ventanas de la instalación [m²]

f= factor de corrección de las ventanas según el material

- Cargas internas:
 - Cargas por ocupación: cargas que transmiten los ocupantes de una instalación

$$Q_{ocupación\ sensible} = Q_{persona\ sensible} * n * factor_{simultaneidad}$$

$$Q_{ocupación\ latente} = Q_{persona\ latente} * n * factor_{simultaneidad}$$

Siendo: $Q_{persona\ sensible/latente}$ = Calor que desprende una persona al realizar una actividad determinada.

n= número de ocupantes

- Cargas por iluminación: cargas debidas al calor que desprenden los sistemas de iluminación de una instalación.

$$Q_{iluminación} = Potencia_{iluminación} * Área$$

Siendo: $Potencia_{iluminación}$ = Calor por unidad de superficie desprendido por el sistema de iluminación [W/m²]

- Equipos y maquinaria: Engloba a todos aquellos equipos que producen calor como ordenadores, impresoras, aparatos electrónicos etcétera.

Sistemas de calefacción

- Caldera

Es un equipo en el cual se lleva a cabo la producción de calor y el proceso de calentamiento del agua. La caldera es el artefacto en el que se calienta un caloportador, generalmente agua, por medio de un combustible o resistencia eléctrica, que luego se distribuirá por los emisores mediante una red de tuberías.



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

Pueden clasificarse en base a distintos tipos:

- Tipo de combustible empleado
 - Combustibles sólidos: puede quemar leña o carbón.
 - Policombustibles: pueden utilizar combustibles sólidos, líquidos o gaseosos.
 - Gasóleo: son calderas de elevado rendimiento.
 - Gas: puede ser butano, propano, gas natural o gas ciudad.
 - Eléctricas: el agua lo calientan unas resistencias eléctricas.
- Clasificación energética
 - Baja temperatura: puede funcionar continuamente con una temperatura de agua de alimentación de 35 a 40°C.
 - De gas de condensación: puede condensar de forma permanente una parte importante de los vapores de agua contenidos en los gases de combustión.

Ventajas e inconvenientes:

Este tipo de calderas que utilizan gasóleo como combustible tiene mejores rendimientos que las que consumen combustibles sólidos o electricidad, aunque no alcanza los valores de las calderas de gas de condensación.

Sistemas de refrigeración

- Enfriadora

Es un equipo para la producción de frío. Su cometido es enfriar un medio líquido generalmente agua.

Tipos de enfriadoras:

- Enfriadora por compresión

Es una bomba de calor sin válvula de cuatro vías, es decir, el ciclo de refrigerante se realiza en un solo sentido que es el de refrigeración. Se puede clasificar exactamente igual que lo explicado para las bombas de calor.

- Enfriadora por absorción

Este equipo necesita un aporte de energía en forma de calor para producir frío. El calor se podría aportar por medio de un quemador de combustible, lo que supondría una disminución del

rendimiento del equipo. Otra alternativa sería la instalación de un sistema de energía solar para la aportación de energía al equipo pero la instalación sería todavía más costosa.

Esta opción es la adecuada cuando disponemos de un proceso industrial en el que hay un calor residual que podemos utilizar para producir frío, ya que de esta manera si tiene un buen rendimiento el equipo porque solamente le tenemos que aportar un pequeño trabajo para la bomba.

- Ventajas e inconvenientes

En nuestro caso estudiaremos la enfriadora por compresión ya que al no tener ningún aporte de calor de ningún tipo, la instalación de una enfriadora por absorción supondría un importante gasto económico y no tendría buenos rendimientos.

Con la enfriadora por compresión eliminamos el inconveniente del desescarche que tienen las bombas de calor en invierno.

Sistema de calefacción y refrigeración: Bomba de calor

Un equipo de producción de frío y una bomba de calor (para la producción de frío y calor) tienen el mismo principio de funcionamiento. La diferencia existente radica en la capacidad que tiene esta última de invertir el ciclo debido a que incorpora una válvula de inversión de cuatro vías.

Una bomba de calor, funcionando en régimen de calefacción, es capaz de transportar calor del exterior (foco frío) al interior (foco caliente). En régimen de refrigeración transporta calor del interior (foco frío) al exterior (foco caliente). Para ello utiliza un fluido, el refrigerante, con propiedades termodinámicas especiales relativas a la temperatura y presión a la que este cambia de estado. Por ello el tipo de bomba de calor depende de los focos externo e interno.

2.3 Estado del sector energético nacional

El sector de la energía en España equivale aproximadamente al 2,5% del Producto Interior Bruto (PIB) del país, pero su importancia va más allá de su participación en la producción total, puesto que es necesaria para cualquier clase de producción de bienes y servicios, y además es un sector estratégico del que necesitan todas las ramas de la actividad económica. Sin embargo, uno de los elementos que ha limitado el desarrollo económico de España ha sido la pobreza de recursos energéticos, en concreto la carencia de hidrocarburos líquidos y gaseosos y la mala calidad y la escasez de carbón. La falta de recursos ha condenado tradicionalmente al sistema energético español a una situación de déficit y dependencia exterior. El grado de autoabastecimiento exterior se sitúa en las dos últimas décadas entre el 20 y el 25%, siendo en el año 2010 del

26,1%, y a partir de ese año sufriendo un ligero descenso como el registrado en el 2012 con un 25.8%.

La energía primaria consumida es principalmente de origen fósil: petróleo (casi la mitad), gas natural (25%), nuclear y renovables (alrededor del 10% cada una). En cuanto a la energía producida en el país la principal fuente de energía útil son las renovables, que superan el 12% de la energía útil consumida total, seguida por la nuclear con el 4,5%.

Historia del sector energético en España:

España comenzó su Revolución Industrial con retraso respecto del resto de naciones europeas, en la segunda mitad del siglo XIX.

Uno de los primeros retos energéticos consistió en intentar sustituir mediante recursos propios el carbón originario de Gran Bretaña que alimentó las locomotoras de la incipiente red de ferrocarriles. Con el impulso asimismo de la Marina de Guerra, aumentó la producción de carbón asturiano.

Sin embargo, la primera crisis energética grave se produjo a principios de la I Guerra Mundial (1914-1918) cuando debido a ésta, las importaciones de carbón se vieron reducidas. Tras la guerra se apostó por el petróleo para reducir la dependencia del carbón inglés, pero debido al monopolio de las grandes empresas petrolíferas se produjo una nueva crisis. La Dictadura de Primo de Rivera promulgó entonces la “Ley del Monopolio de Petróleos de 1927”, la cual estableció un monopolio estatal sobre el comercio y manipulación del petróleo, creándose la empresa estatal CAMPSA. Durante el periodo de entreguerras comenzó asimismo el desarrollo de la energía hidroeléctrica con la construcción de las primeras grandes presas. Pero tras la Guerra Civil y la victoria de Franco en 1939, España sufrió el bloqueo de los aliados, produciéndose frecuentes apagones y dificultades. En estos años no fue posible construir nuevas centrales hidráulicas o térmicas por la situación de posguerra del país.

A medida que la economía del país despegaba y España salía de su autarquismo, la producción de energía debió aumentar de nuevo para sostener ese crecimiento: la explotación de los lignitos gallegos y otros carbones nacionales, así como con la construcción de nuevas presas y refinerías de petróleo. Además, España fue un país pionero en el desarrollo de la energía nuclear para obtención de electricidad, inaugurando su primera central en 1969.

Sin embargo, en 1973 llegó la primera crisis del petróleo, seguida por la de 1979 que perturbaron gravemente la economía mundial, y también a la española.

El ambicioso programa nuclear español se ve frenado en los años 80 tras la toma de conciencia ecologista (desastre de Chernóbil), y la nueva política energética se gira hacia otro recurso energético: el gas natural. Menos contaminante, se construye entonces un gasoducto que trae el suministro de Argelia, pasando por Marruecos, además de estaciones gasificadoras para recibir a los barcos metaneros (que lo traen en forma licuada).

Más recientemente, en los años 90 y 2000 se acentúa la conciencia de que las fuentes de energía no renovables no son eternas, así como una creciente sensibilidad ambiental, propiciando el fuerte desarrollo de las nuevas energías renovables: eólica (principalmente), pero también solar (térmica y fotovoltaica), biomasa, etc.

Producción nacional de energía:

A continuación se muestra un desglose de los diferentes medios de energía utilizados en el país en los años 2014 y 2013:

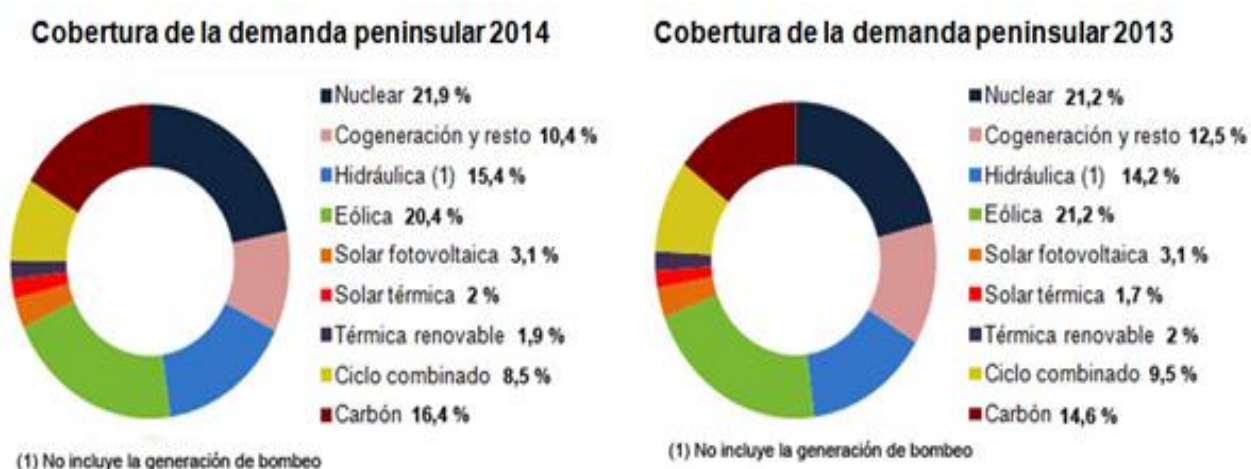


Figura 22. Desglose de la demanda energética recogidas en los dos últimos años. [Ref. 24]

Déficit energético

La dependencia energética externa de España es mayor que la media de la Unión Europea. El grado de autoabastecimiento de energía primaria (relación entre producción interior y consumo total de energía) ha sido en 2013 del 29%, lo que supone que en España el 71% de la energía primaria consumida es importada del exterior. En el siguiente cuadro se detalla la evolución del grado de autoabastecimiento desde 1978:

Año	Grado de autoabastecimiento energético
1975	22,6
1985	38,9
1995	28,0
1998	25,6
2003	22,1
2008	21,6
2009	22,9
2010	26,1
2011	24,6
2012	26,2
2013	29,2

Figura 23. Evolución con los años del grado de autoabastecimiento nacional. [Ref. 25]

El déficit energético ha supuesto en media un 39,6 % del déficit comercial total del periodo comprendido entre 1995 y 2003. En este sentido las importaciones de productos energéticos en 2003 supusieron 18.190 millones de euros, en forma de crudo (7.614 miles de toneladas) y de gas natural (1.553 miles de toneladas).

Consumo energético

España consumió en el año 2013 unos 121.000 KTep. La principal fuente de energía primaria ha sido el petróleo, con cerca del 50%. Los combustibles fósiles han cubierto más del 70%, la energía nuclear más del 16%, el gas natural ha supuesto más del 25%, y las energías renovables han cubierto casi un 11% de la energía consumida.

Según la última actualización del Boletín Oficial del Estado (BOE), estos son los datos acerca del consumo energético español:

IV.2 B. CONSUMO DE ENERGÍA PRIMARIA (1)

Miles de toneladas equivalentes de petróleo (ktep)

	Carbón	Petróleo	Gas Nat.	Nuclear	Hidráulica	Eol. y solar (1)	Blom. y res.(1) (2)	Saldo (3)	Total
2006	17.868	70.789	31.227	15.669	2.232	2.095	5.088	-282	144.687
2007	20.037	71.238	31.778	14.360	2.349	2.518	5.450	-494	147.235
2008	13.504	68.506	34.903	15.369	2.009	3.193	5.678	-949	142.213
2009	9.663	63.473	31.219	13.750	2.271	4.002	6.511	-697	130.193
2010	7.248	61.160	31.123	16.155	3.638	4.858	6.622	-717	130.088
2011	12.698	58.372	28.930	15.042	2.631	5.061	7.231	-524	129.441
2012	15.510	53.978	28.184	16.019	1.767	6.679	7.734	-963	128.909
2013	10.531	52.934	26.077	14.785	3.163	7.663	6.543	-579	121.117

(1) Las energías renovables (distintas de la hidráulica clásica) han sido objeto de una profunda revisión en toda la serie

(2) Incluye biocarburantes y residuos renovables y no renovables

(3) Diferencia entre Importación y Exportación en los intercambios internacionales de energía eléctrica

Fuente: MINETUR (SEE)

CONSUMO DE ENERGÍA PRIMARIA POR TIPOS miles de tep

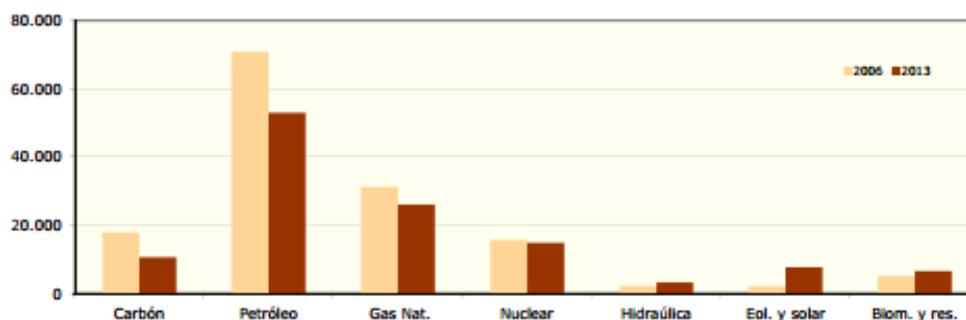


Figura 24. Consumo de energía primaria en España en Miles de toneladas equivalentes de petróleo (ktep). [Ref. 26]

Producción eléctrica

La energía eléctrica en España engloba a los elementos que componen el sistema de suministro eléctrico, fundamentalmente en sus fuentes de generación y demás desarrollos generales.

La energía eléctrica media generada en España ha evolucionado en los últimos años desde un 56% de la energía generada en centrales térmicas de combustibles fósiles (principalmente de carbón y fuel-oil) en el año 2000, a un aumento de las energías renovables (que en 2014 cubrieron más del 40% de la demanda). Además, la cobertura de la demanda por parte del resto de renovables está en progresión, estimulada por los sucesivos Gobiernos. Así, mientras la energía eólica en España cubría en el 2005 el 7,7% de la demanda, alcanzó en 2014 más del 20%.

Por otro lado, las 6 centrales nucleares españolas han visto su participación en la cobertura de la demanda mermada progresivamente debido al crecimiento constante de ésta en las últimas

décadas y su estabilización debido a la moratoria nuclear, pasando del 35% en 1996 a en torno al 20% en el año 2014.

El sistema global de transporte por conductos eléctricos de España opera con tensiones de más de 220 kV (normalmente de 500 kV). La electricidad doméstica nominalmente es de 230 V, con una frecuencia de 50 Hz, y los enchufes son C: enchufe europeo, y enchufe IRAM 2073 (con toma a tierra) tal y como lo definen las normas electrotécnicas europeas.

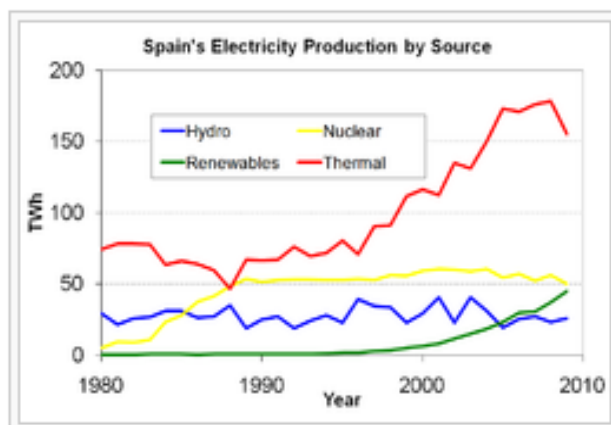


Figura 25. Evolución de la producción eléctrica en España. [Ref. 27]

Tipo de central	GWh Total	Principales Centrales de Producción				
Carbón	49.647	As Pontes 7.901 GWh	Compostilla II 6.454 GWh	Litoral de Almería 5.739 GWh	Aboño 5.580 GWh	Teruel 4.842 GWh
Ciclo combinado	95.529	Bahía de Bizkaia 4.632 GWh	Cartagena 6 4.126 GWh	Castelnou 3.688 GWh	As Pontes 3.669 GWh	Bizkaia Energía 3.669 GWh
Nuclear	58.973	Almaraz II 8.607 GWh	Trillo I 8.284 GWh	Cofrentes 8.156 GWh	Ascó I 7.694 GWh	Almaraz I 7.491 GWh
Hidroeléctrica	21.428	Cuenca Norte 7.042 GWh	Cuenca Ebro-Pirineo 5.847 GWh	Cuenca Duero 4.941 GWh	Cuenca Tajo-Jucar-Segura 2.870 GWh	Cuenca Guadalquivir-Sur 612 GWh
Eólica	31.777	Higueruela, Albacete 165 MW (potencia instalada)				
Fuel - Gas	10.691					
Mini-hidráulicas	4.417					
Otras renovables	7.645					
Otras no renovables	23.314					

Figura 26. Informe de la Red eléctrica de España sobre la producción de las centrales más importantes de país. [Ref. 28]

Producción de energía solar en España

Debido a que nuestro proyecto se basa en energía solar, vamos a dar un último enfoque al estado de la energía solar en nuestro país.

El potencial de la energía solar en España es uno de los más altos de Europa debido a su privilegiada situación y climatología (cuenta con abundante irradiación la mayor parte de los días del año). De hecho, España fue en 2008 uno de los países con más potencia fotovoltaica instalada del mundo, con 2.708 MW instalados en un sólo año. Sin embargo, regulaciones legislativas posteriores frenaron la implantación de esta tecnología en años sucesivos.

La potencia instalada de energía solar fotovoltaica en España alcanzaba los 4679 MW a principios de 2014.

España posee varias de las mayores plantas solares del mundo, siendo las mayores las de Puertollano y de Olmedilla (Castilla-La Mancha), con potencias de 70 y 60 MW respectivamente, aunque el desarrollo alcanzado por la fotovoltaica en el resto del mundo desde su construcción en 2008 las ha desplazado de los primeros puestos mundiales.

En cuanto a la energía termosolar, la mayor central con torre solar del mundo se halla en Sanlúcar la Mayor (Sevilla), la planta solarPS20 de Abengoa.

Desde finales de los años 2000, la potencia instalada solar (fotovoltaica y termosolar) ha aumentado hasta alcanzar los 6.981 MW en 2014 y cubrir el 5.1 % de la demanda de energía eléctrica ese mismo año (según datos provisionales de REE).

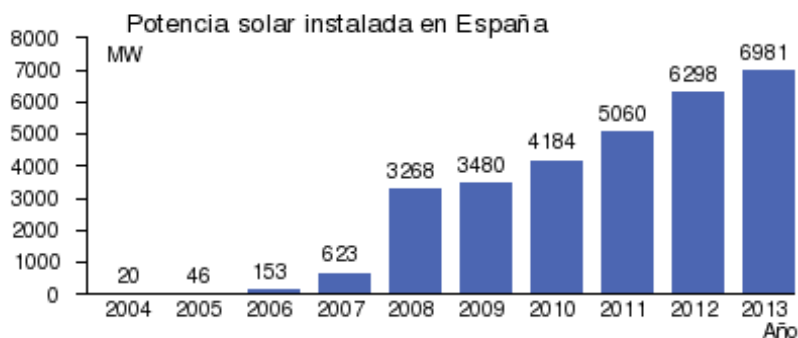


Figura 27. Evolución de la potencia solar instalada en el país. [Ref. 29]

Las tres áreas más grandes implantadas en nuestro país y a nivel mundial en cuanto a generación de energía termosolar son:

- Aplicaciones de agua caliente sanitaria (ACS) calefacción y piscinas.
- Aplicaciones para usos industriales.
- Aplicaciones de climatización solar.

Dentro de las tres, la que supone mayor volumen de negocio en España es la primera, ya que desde la entrada en vigor del código técnico de la edificación es obligatoria su instalación y/o implantación viviendas de nueva construcción y rehabilitadas. Cabe añadir que es el sector en el que se encuentra el presente trabajo.

A nivel mundial, la potencia instalada era de 172.4 GW térmicos en el año 2009. Si bien es cierto a que a partir del año 2008 se sufre una reducción del ritmo de crecimiento, actualmente la potencia instalada será mayor, aunque no se disponen de datos. Los metros cuadrados correspondientes a esa potencia son unos 246 millones. La gran mayoría de la potencia es producida mediante captadores vidriados planos y tubos de vacío, unos 151.5 GW térmicos, mientras que los 19.7 GW térmicos restantes corresponden a captadores no vidriados. El líder por cantidad de vatios térmicos instalados en captadores planos y tubos de vacío es China, seguida por Europa.



Figura 28. Potencia térmica solar en operación a nivel mundial en el año 2009 (captadores planos y de vacío). [Ref. 30]

Cabe decir que en Europa y Asia son más frecuentes las instalaciones de ACS usando captadores planos y de vacío, mientras que en Estados Unidos y Australia la aplicación más frecuente es el calentamiento de piscinas mediante captadores no vidriados.

En nuestro país, la evolución del sector está reflejada en la siguiente gráfica:

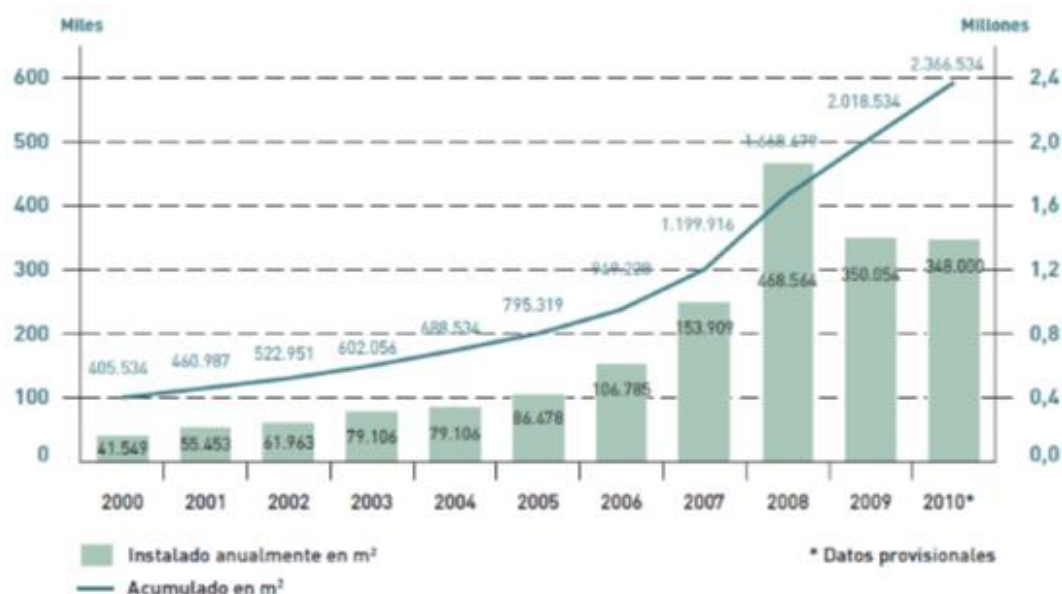


Figura 29. Potencia térmica solar en operación a nivel nacional en el año 2009 (captadores planos y de vacío). [Ref. 30]




A nivel europeo España es el segundo mercado más potente del sector, el cual, lleva creciendo constantemente desde el año 2000, si bien es cierto que tuvo su punto álgido en 2008. Ese año se llegó a un total de 468.654 metros cuadrados de superficie de paneles para una potencia térmica cercana a los 328 MW térmicos, moviendo una cantidad estimada de dinero superior a 375 millones de euros entre distribuidores, fabricantes e instaladores nacionales e internacionales. Parte de estas cifras se explican por la bonanza económica y la buena salud del mercado de viviendas en los años anteriores. Desde el año 2009, como habíamos apuntado antes, el sector sufre ligeros descensos de volumen de negocio. No obstante, como el código técnico incluye en las obras de rehabilitación de viviendas la obligatoriedad de cumplir con la fracción mínima solar, el futuro del sector sigue asegurado.

Hasta el presente año, las instalaciones termo solares eran apoyadas por la administración pública mediante subvenciones a la inversión. Éstas eran financiadas por la comunidad autónoma y la administración general conjuntamente. Actualmente y debido a la situación económica que atraviesa el país, las primas a las energías renovables fueron retiradas siendo aún incierta su futura reposición.

2.4 Estado de los sistemas de captación a nivel mundial

Una vez analizados los diferentes tipos de colectores existentes y su funcionamiento, vamos a describir ahora el estado de utilización de éstos:

En el siguiente cuadro se encuentran recogidas las diferentes tecnologías antes mencionadas y su estado de maduración e implantación actual:

Tipo de captador	Generación de calor		
	Captador plano sin recubrimiento	Captador plano con recubrimiento	Captador de tubo vacío
Temperatura de salida del fluido (°C)	20-40	60-110	90-110
Rendimiento del captador ² (%)	~40-50	~70-75	~75-80
Rendimiento de la instalación (%)	~40-50	~65-70	~70-75
Aplicaciones	Piscinas	ACS ¹ y calefacción	ACS y calefacción
Clima adecuado	Muy alta irradiación	Muy alta y alta irradiación	Alta y media irradiación
Madurez tecnológica			
% de cuota de mercado en España	~5	~90	~5



 Baja temperatura
  Media temperatura

Figura 30. Cuadro de resumen de los diferentes captadores. [Ref. 30]

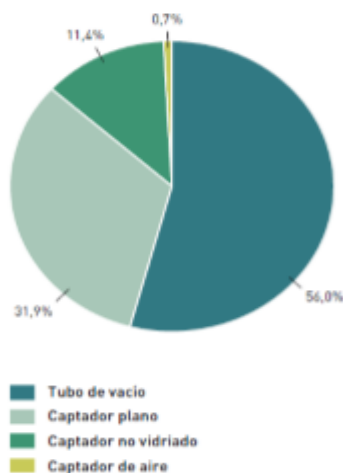


Figura 31. Capacidad mundial instalada por tipo de colector. [Ref. 30]

El gran porcentaje de tubos de vacío es debido a que china tiene especial predilección a las instalaciones con estos captadores. Mientras que los captadores no vidriados son especialmente frecuentes en Estados Unidos. Para Europa y más concretamente España, el tipo de captador más usado es el plano vidriado.

3. DISEÑO Y ESPECIFICACIONES DEL SISTEMA

3.1 Descripción del emplazamiento

Una vez introducidos los conceptos teóricos, comenzamos con la descripción del emplazamiento. El polideportivo se encuentra en la Comunidad Autónoma de Castilla la Mancha, en la provincia de Toledo.

A continuación se dispone de varios planos en AUTOCAD con diferentes vistas para facilitar la visualización del emplazamiento y para el posterior análisis de pérdidas de cargas térmicas y la instalación solar.

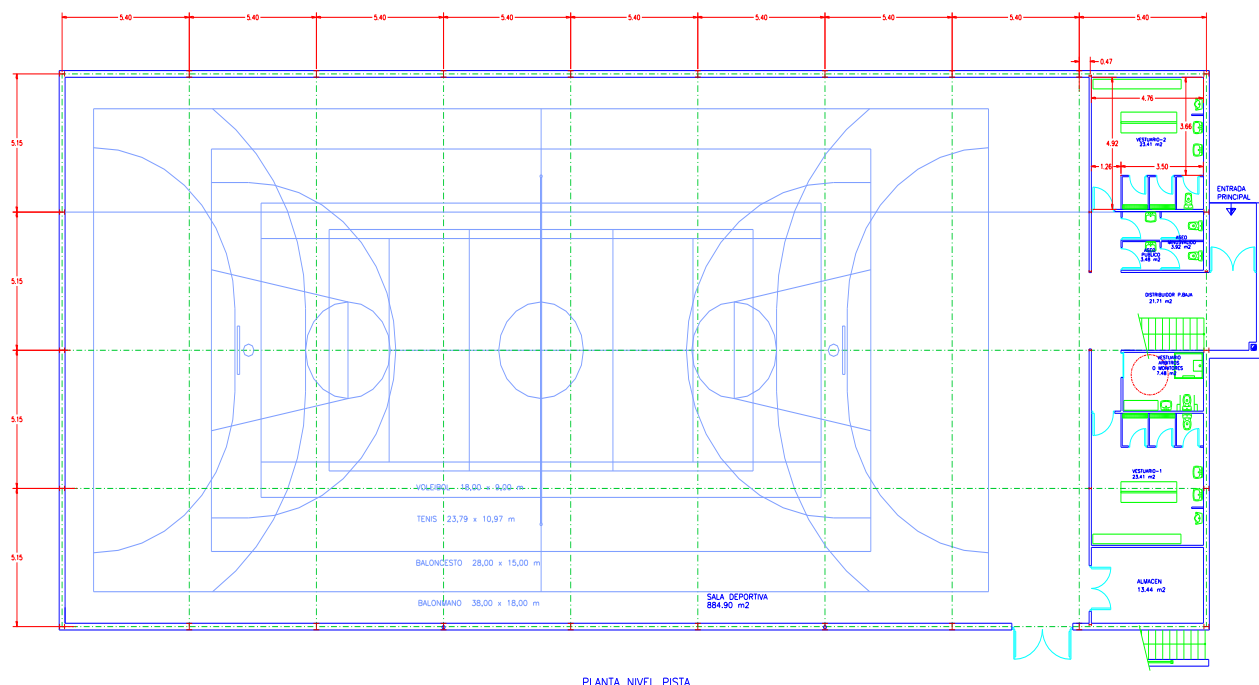


Figura 32. Vista de la planta baja. [Ref. 31]

En la figura 32 se observa el esquema de la distribución de la planta baja con la sala deportiva (pistas de voleibol, baloncesto y futbol sala), el distribuidor, los vestuarios de jugadores y árbitros, los dos baños, el almacén y las escaleras de subida de planta.

La distribución de las áreas de las diferentes zonas se obtiene o mediante la memoria del polideportivo [Ref. 31] o midiendo sobre los planos con ayuda del AUTOCAD. Las áreas son:

Zona	Sala deportiva	Vestuario 1	Vestuario 2	Vestuario árbitros	Baño 1	Baño 2	Almacén	Distribuidor planta baja	Zona de escaleras
Área (m²)	884,90	23,41	23,41	7,48	3,48	3,92	13,44	34,63	8,04

Tabla 2. Área de las zonas localizadas en la primera planta

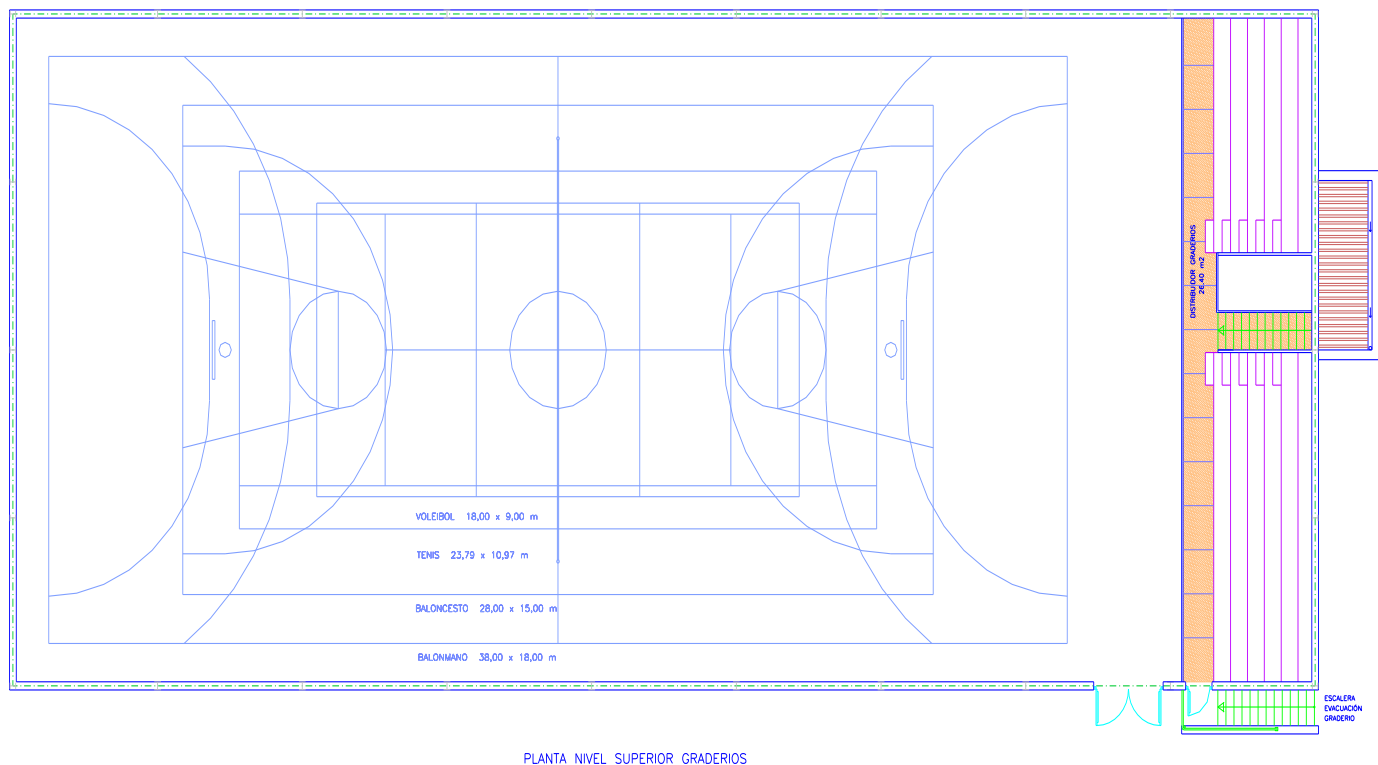


Figura 33. Vista de la planta 2. [Ref. 31]

En la figura 33 se muestra el esquema de la distribución de la segunda planta donde se encuentran las gradas y las escaleras de bajada a la planta baja.

El polideportivo dispone de dos plantas. La primera se considera para uso deportivo con acceso a las pistas de deportes y a los vestuarios, usos para mantenimientos en la zona del almacén y baños para tanto jugadores y personal, como para aficionados. La segunda planta es para el uso de los aficionados donde se dispone de la zona de gradas.

La distribución de las áreas de las diferentes zonas es la siguiente:

Zona	Gradas	Distribuidor graderíos	Zona de escaleras
Área (m ²)	92,05	26,40	8,04

Tabla 3. Área de las zonas localizadas en la segunda planta

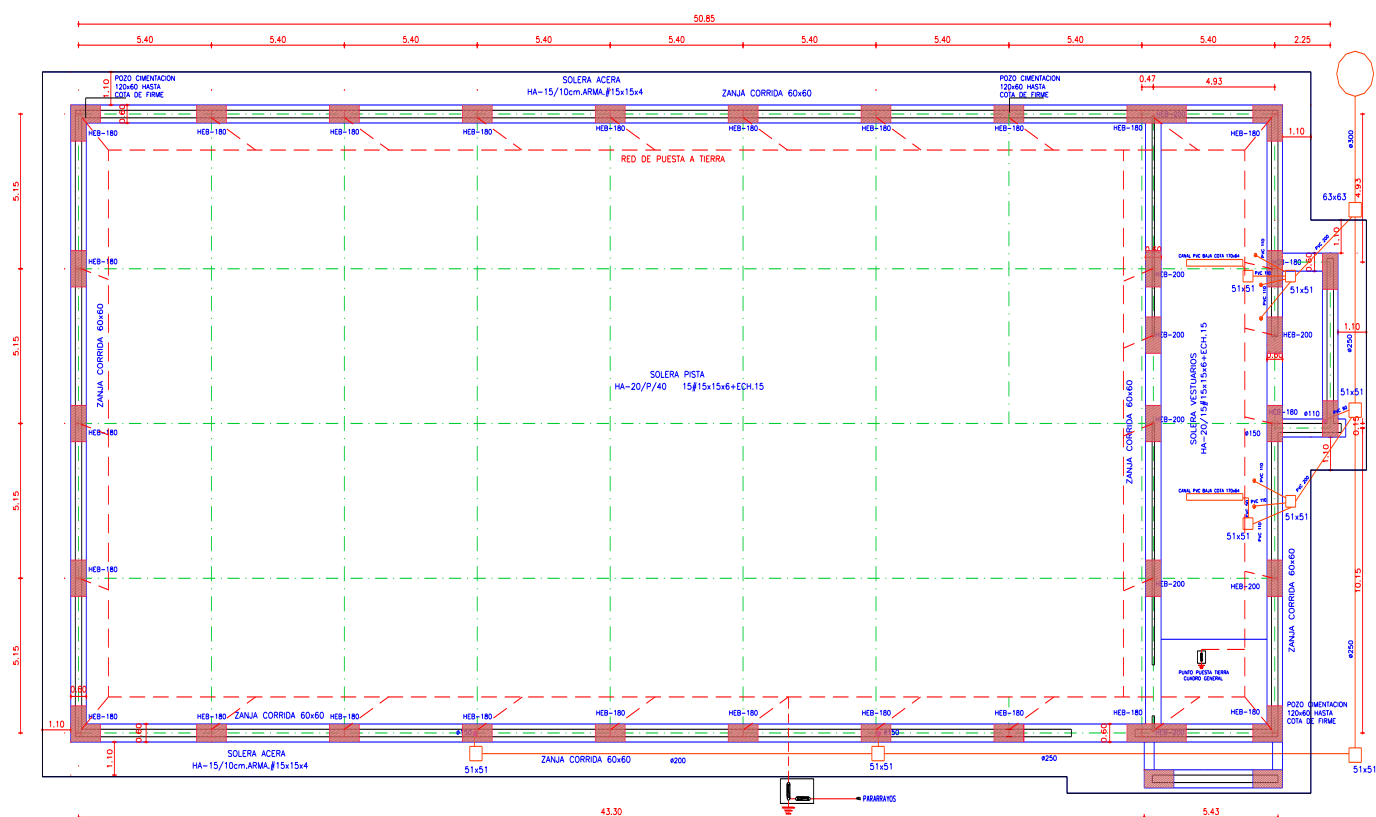


Figura 34. Vista de la cubierta. [Ref. 31]

En la figura 34 tenemos el esquema de la distribución de la cubierta donde más adelante se colocarán los colectores solares planos para el suministro de Agua Caliente Sanitaria de la instalación.

Tanto el área de colectores como su esquema de funcionamiento vienen detallados en el apartado 4.2.

Zona	Cubierta
Área (m ²)	1.024,11

Tabla 4. Área de las zonas localizadas en la cubierta

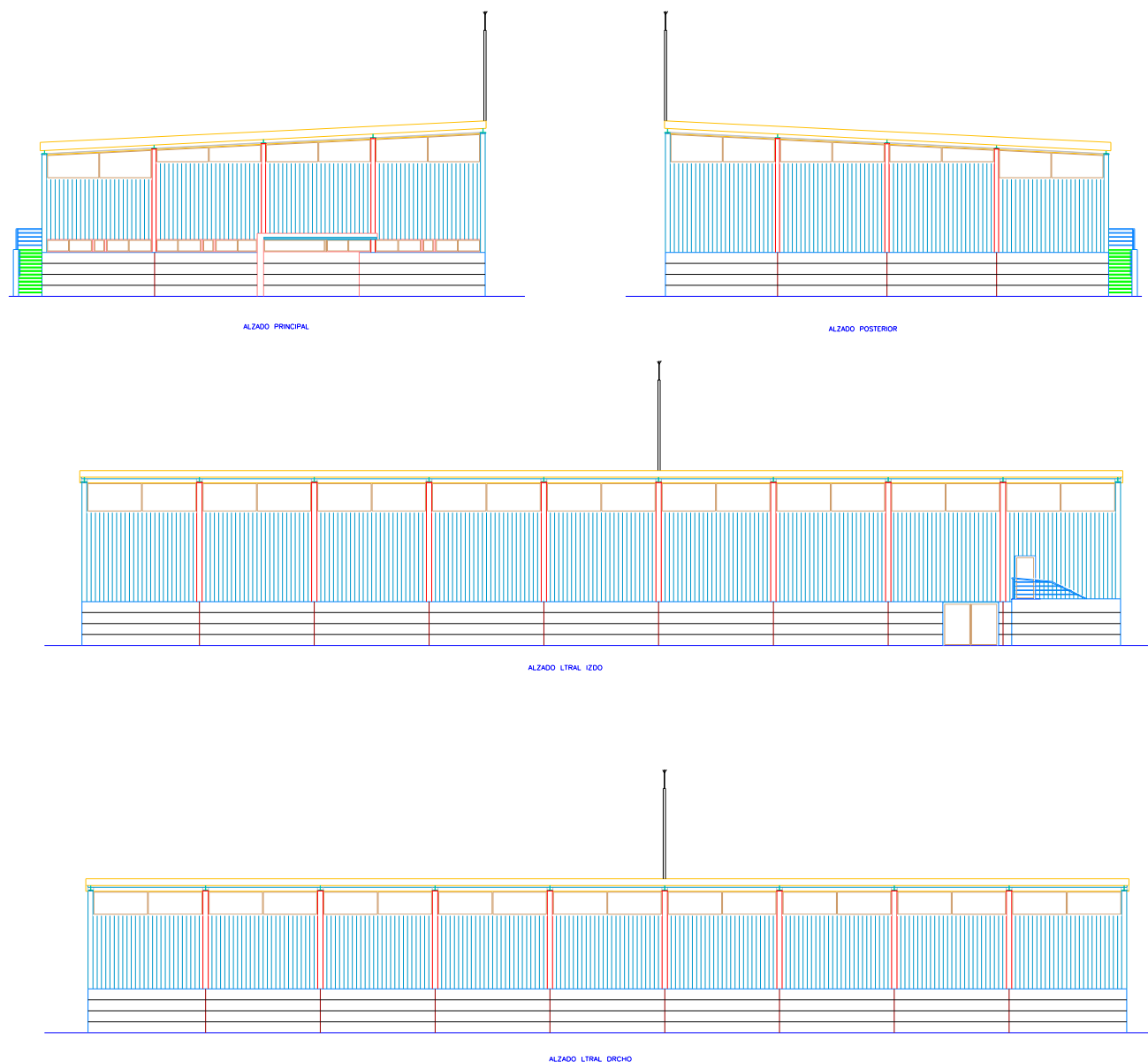


Figura 35. Vistas de los diferentes alzados del polideportivo. [Ref. 31]

Vista	Alzado principal	Alzado posterior	Alzado lateral izquierdo	Alzado lateral derecho
Área (m ²)	152,75	152,75	385,40	335,34

Tabla 5. Área de las zonas localizadas en las vistas del alzado del polideportivo

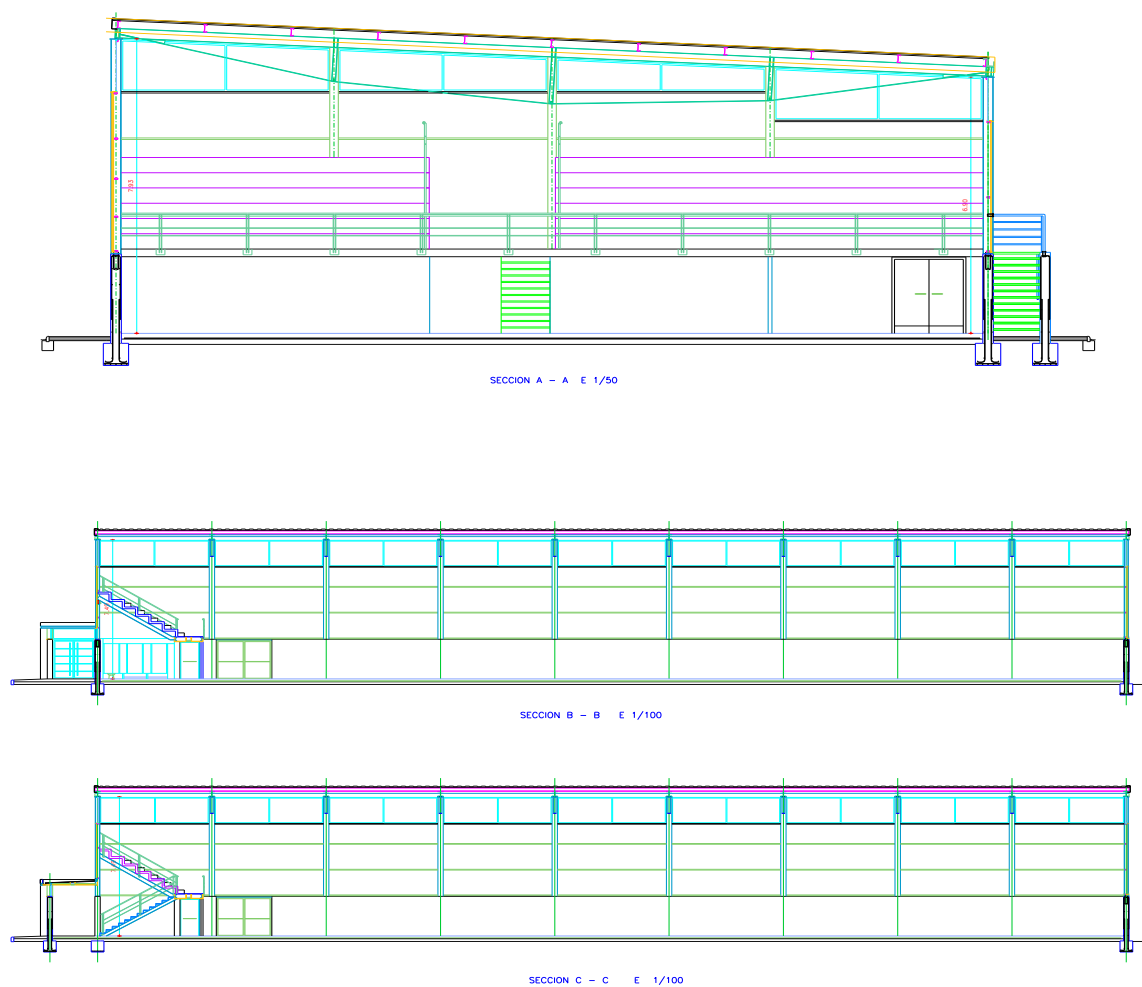
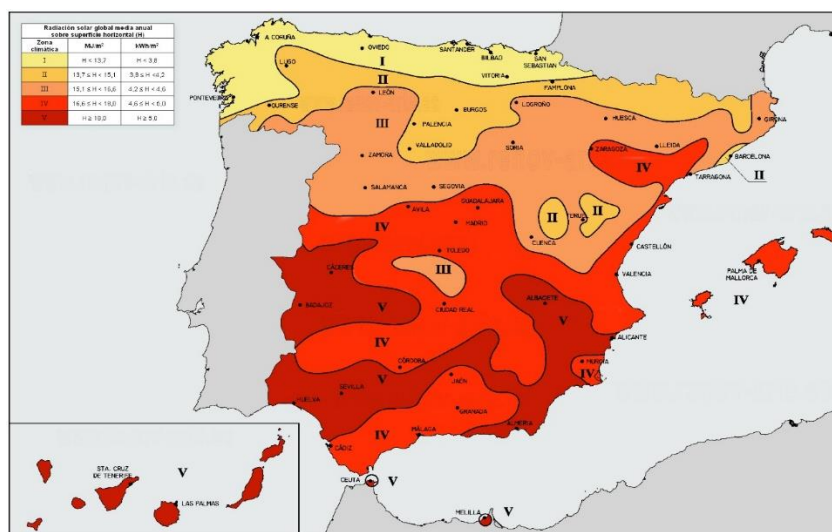


Figura 36. Vistas detalladas de los diferentes alzados y perfiles. [Ref. 31]

3.2 Estudio de la zona climática

Para evaluar el emplazamiento climático donde se encuentra el polideportivo debemos comenzar analizando según el Código Técnico de la Edificación, cuál es la zona equivalente para la provincia de Toledo. Esto sirve para establecer unos límites en cuanto a los coeficientes de transferencia de calor que se calcularán más adelante en el apartado 4.1.1.

Según el Código Técnico de la Edificación, comprobamos que Toledo se encuentra en la zona climática C4.



ZONA CLIMÁTICA C4

Transmitancia límite de muros de fachada y cerramientos en contacto con el terreno

Transmitancia límite de suelos

Transmitancia límite de cubiertas

Factor solar modificado límite de lucernarios

$U_{lim}: 0,73 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

$U_{lim}: 0,50 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

$U_{lim}: 0,41 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

$F_{lim}: 0,27$

% de superficie de huecos	Transmitancia límite de huecos ⁽¹⁾ $U_{lim} \text{ W/m}^2 \text{ K}$				Factor solar modificado límite de huecos F_{lim}					
	N	E/O	S	SE/SO	Carga interna baja			Carga interna alta		
					E/O	S	SE/SO	E/O	S	SE/SO
de 0 a 10	4,4	4,4	4,4	4,4	-	-	-	-	-	-
de 11 a 20	3,4 (4,2)	3,9 (4,4)	4,4	4,4	-	-	-	-	-	-
de 21 a 30	2,9 (3,3)	3,3 (3,8)	4,3 (4,4)	4,3 (4,4)	-	-	-	0,54	-	0,56
de 31 a 40	2,6 (2,9)	3,0 (3,3)	3,9 (4,1)	3,9 (4,1)	0,54	-	0,56	0,41	0,57	0,43
de 41 a 50	2,4 (2,6)	2,8 (3,0)	3,6 (3,8)	3,6 (3,8)	0,47	-	0,46	0,34	0,47	0,35
de 51 a 60	2,2 (2,4)	2,7 (2,8)	3,5 (3,6)	3,5 (3,6)	0,38	0,53	0,39	0,29	0,40	0,30

Figura 37. Datos correspondientes a la zona climática C4 (Toledo) según el CTE. [Ref. 34]

Procederemos por tanto en el apartado 4.1.1 a calcular los coeficientes globales de transferencias de calor que se producen en el suelo, la cubierta y el muro, siendo máximos $0,5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, $0,41 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ y $0,73 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ respectivamente.

3.3 Temperatura y humedad exterior

Los datos sobre la temperatura y humedad exterior se han obtenido de la página web [Energyplus weather data Spain](#) [Ref. 35]:

En esta dirección encontramos los datos SWEC (Spanish Weather for Energy Calculation) de todas las provincias del país.

Al descargar los datos pertenecientes a Toledo obtenemos un array de 2 columnas y 8760 filas que corresponden a los datos de temperatura y humedad relativa del ambiente que se registraron en las 8760 horas que tiene un año. Comenzando en la hora número 1 que corresponde al tramo desde las 00:00 hasta las 01:00 del 1 de Enero, y finalizando en la hora 8760 que corresponde al tramo desde las 23:00 hasta las 00:00 del 31 de Diciembre.

Mediante el programa informático MATLAB procedemos con la presentación gráfica de estos datos de partida de temperatura y humedad relativa registrados el año pasado en la provincia de Toledo, en función de las horas del año, elaborando de esta manera una gráfica donde en el eje de abscisas mostramos las 8760 horas del año y en el eje de ordenadas los datos temperatura y humedad relativa registrados en esas horas:

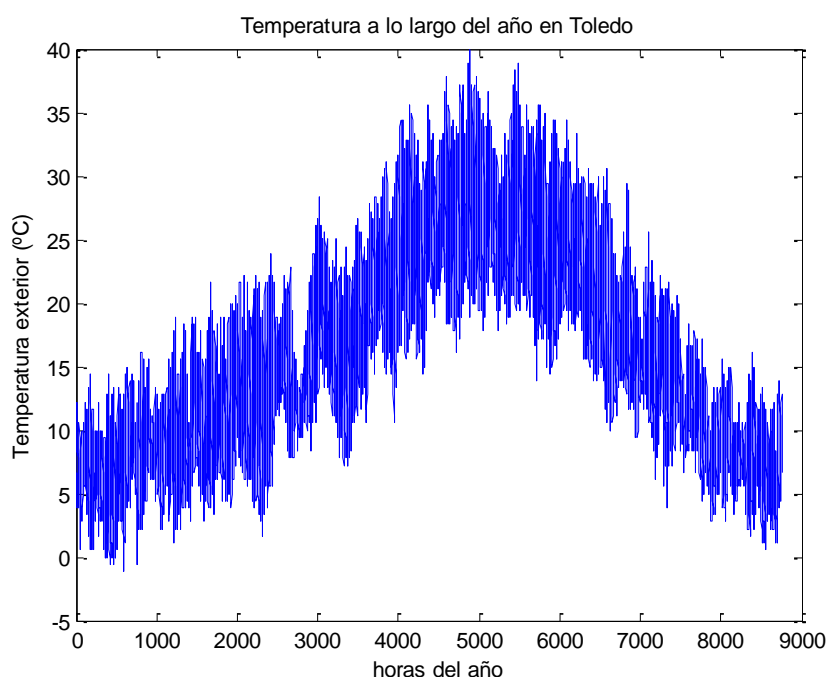


Figura 38. Datos de temperatura registrados en todo el año.

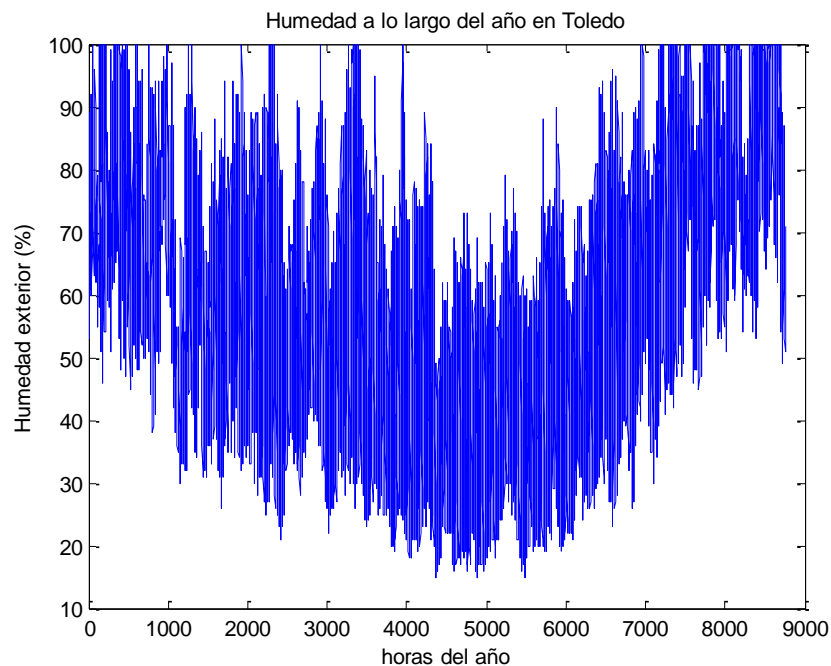


Figura 39. Datos de la humedad relativa registradas en todo el año.

En un primer análisis de las condiciones climatológicas mostradas, podemos decir que Toledo presenta un clima mediterráneo continentalizado semiárido, con precipitaciones escasas concentradas principalmente en primavera y a finales del otoño, con una sequía estival acusada e importante oscilación térmica diaria (viendo la figura 38 se observa que puede llegar a variar unos 15°C).

Las temperaturas son frescas en invierno aunque en pocos momentos del año bajan de 0°C, y altas en verano, con máximas que superan en varias ocasiones los 35°C y ocasionalmente llegan hasta 40 °C.

Analizando la figura 39 se observa también importantes oscilaciones en los valores de la humedad, presentando en el período de verano un clima bastante seco.

3.4 Condiciones climáticas a mantener en el interior del recinto

Una vez analizado los datos del ambiente exterior, definimos cuales serán nuestras **condiciones de confort** en el interior del polideportivo, que deberán estar dentro de los límites establecidos en el RITE y que se explicaron anteriormente en el apartado 2.2:

Período	Invierno	Verano
Temperatura interior (°C)	20	25
Humedad relativa interior (%)	40	50

Tabla 6. Condiciones climáticas deseadas en el interior del polideportivo. [Ref. 33]



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

Analizando los datos de temperatura exterior de la gráfica 38 (temperatura) observamos que el período de verano se puede considerar entre las horas 3500 y la 6300 del año, que equivalen a mediados de Mayo y a finales de Septiembre respectivamente, por lo que se mantendrán 25°C de temperatura y un 50% de humedad en el interior del pabellón. El resto de horas se consideraran período de invierno y se mantendrán 20°C de temperatura y un 40% de humedad.

3.5 Radiación exterior

La radiación solar exterior es un valor determinante y fundamental a tener en cuenta, a la hora de dimensionar tanto el sistema refrigeración como el sistema de colectores solares. Los datos de radiación se obtienen del Instituto Nacional de Meteorología que son los siguientes:

Mes	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Radiación I (kW*h/m ²)	2,2	2,7	4,1	4,9	5,7	6,6	7,1	6,0	5,1	3,6	2,2	1,8

Tabla 7. Temperatura de red de la provincia de Toledo [Ref. 37]

De la misma manera, del Instituto Meteorológico Nacional, obtenemos las horas de sol que de media se producen en cada día del mes del año:

Mes	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Horas de sol t (horas)	8	9	9	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	9	9	8	7,5

Tabla 8. Horas de sol de media al día por meses en la provincia de Toledo [Ref. 37]

Con los datos de la radiación por I en kW*h/m² al multiplicarlos por las horas equivalentes a cada mes, obtendremos la Irradiación, Irr en kW/m² que será la radiación que llega a nuestro polideportivo de media al día en su correspondiente mes:

Mes	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Irradiación Irr (kW/m ²)	0,275	0,3	0,455	0,516	0,6	0,69	0,747	0,616	0,566	0,4	0,275	0,24

Tabla 9. Irradiación recogida en la provincia de Toledo.

Por último para calcular la radiación equivalente, debemos tener en cuenta el factor de corrección de radiación k:

Mes	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
k	1,39	1,29	1,16	1,04	0,95	0,92	0,95	1,05	1,21	1,39	1,5	1,48

Tabla 10. Irradiación recogida en la provincia de Toledo [Ref. 37]



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

Ya podemos calcular la radiación equivalente I' en W/m^2 , que se produce de media al día en cada mes multiplicando la Irradiación I_{rr} , por el factor de corrección k :

Mes	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Radiación equivalente I' (W/m^2)	382	387	528	536	570	639	710	663	686	556	413	355

Tabla 11. Radiación equivalente recogida en la provincia de Toledo.

3.6 Temperatura de red

Los datos sobre la temperatura del agua de red se han obtenido del Código Técnico de la Edificación en el capítulo HE4 Contribución mínima de agua caliente sanitaria. Dentro de este capítulo encontramos las temperaturas de red establecidas para la provincia de Toledo:

Mes	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Temperatura de red ($^{\circ}C$)	8	9	11	12	15	18	21	20	18	14	11	8

Tabla 12. Temperatura de red de la provincia de Toledo [Ref. 36]

4. CÁLCULOS

4.1 Estudio de las cargas térmicas perdidas a lo largo de un año.

4.1.1 Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor

Tal y como hemos descrito en apartado 3.2, los valores límites de los coeficientes de transferencia de calor son: 0,5 W/m²K, 0,41 W/m²K y 0,73 W/m²K por el suelo, la cubierta y el muro respectivamente.

El coeficiente global de transferencia de calor U [W/m²K], se calcula mediante la inversa de la resistencia térmica total que sufre un flujo de calor al pasar por un determinado espesor. Esta resistencia térmica total se halla sumando las resistencias de convección interior y exterior, y todas las resistencias de conducción de los espesores de los materiales debido a que están en serie.

En el CTE encontramos cuales son los valores estándar de resistencias debidas a convección exterior e interior que hay que tomar para calcular el coeficiente global de transferencia de calor:

Resistencia convección interior suelo (K*m2/W)	Resistencia convección interior (K*m2/W)	Resistencia convección exterior muro (K*m2/W)	Resistencia convección exterior cubierta (K*m2/W)
0,17	0,04	0,13	0,10

Tabla 13. Coeficientes de convección establecidos por el CTE [Ref. 38]

Lo primero que hay que analizar es la composición que presentan la cubierta, muro y suelo, y el espesor de los distintos materiales por los que va a atravesar el flujo de calor:

- Cubierta:

La cubierta tiene dos composiciones. Una primera composición que cubre toda la pista deportiva del polideportivo con los siguientes materiales:

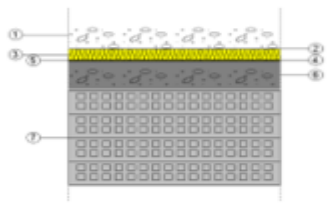
Cubierta plana con grava (Forjado alveoplaca 26,5+5)		
		
Listado de capas:		
1 - Capa de grava	10 cm	
2 - Geotextil de poliéster	0.08 cm	
3 - Poliestireno extruido	6 cm	
4 - Mortero de protección	2 cm	
5 - Impermeabilización asfáltica bicapa adherida	0.24 cm	
6 - Formación de pendientes hormigón celular	10 cm	
7 - Con capa de compresión -Canto 315 mm	31.5 cm	
Espesor total:	59.82 cm	

Figura 40. Composición de la cubierta que cubre toda la pista del polideportivo. [Ref. 32]

Y una segunda composición para cubrir el distribuidor con los siguientes materiales:

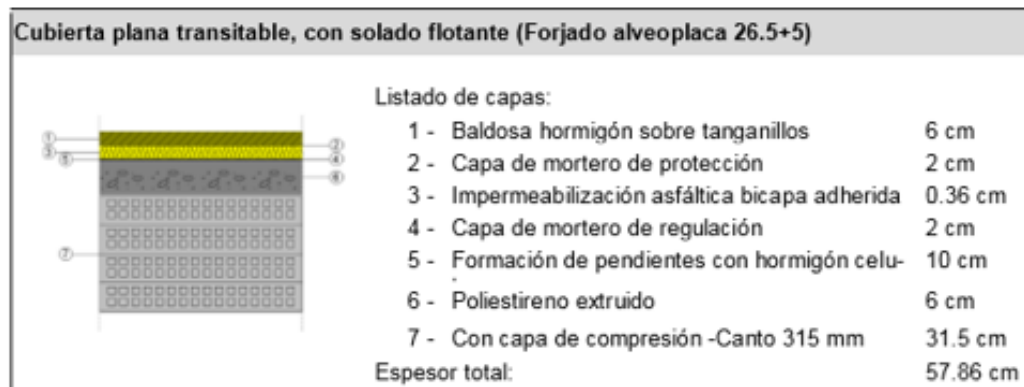


Figura 41. Composición de la cubierta que cubre la parte de arriba del distribuidor. [Ref. 32]

- Suelo:

El suelo presenta dos composiciones también. Una primera composición que cubre toda la pista deportiva del polideportivo con los siguientes materiales:

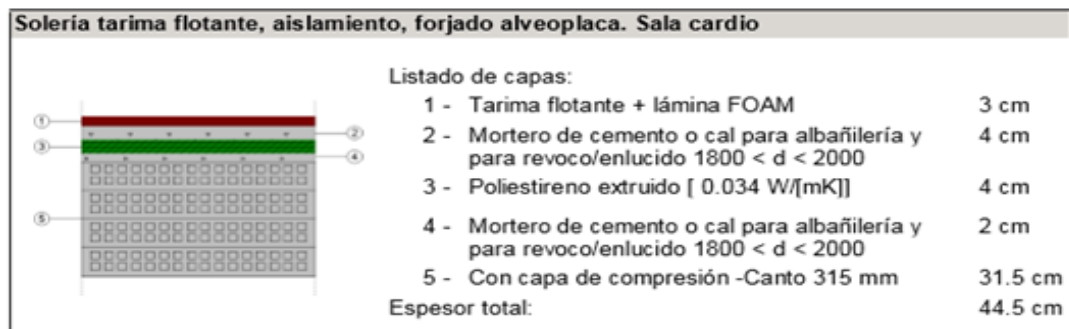


Figura 42. Composición asociada al suelo que cubre la cancha. [Ref. 32]

Y una segunda composición para el resto del suelo que corresponde a los vestuarios, baños, distribuidor, almacén, etc:

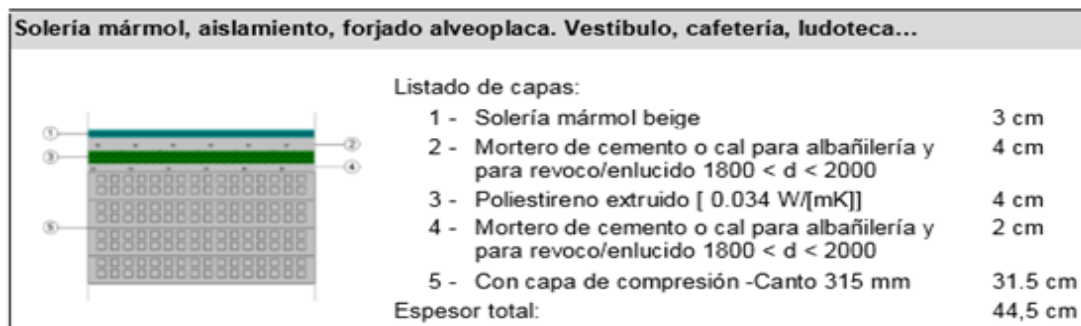


Figura 43. Composición asociada al suelo que cubre la cancha. [Ref. 32]

- Paredes:

En la fachada encontramos una única composición que es la siguiente:

Fachada - Aplacado, citara, yeso laminado		
Listado de capas:		
1 - Aplacado de piedra natural caliza		3 cm
2 - PUR Proyección con Hidrofluorcarbono HFC [0.028 W/[mK]]		3 cm
3 - Mortero de cemento o cal para albañilería y		1.5 cm
4 - 1/2 pie LM métrico o catalán 40 mm < G < 50		11.5 cm
5 - Cámara de aire sin ventilar		18 cm
6 - Placa de yeso laminado [PYL] 750 < d < 900		1.5 cm
Espesor total:		38.5 cm

Figura 44. Composición asociada a la fachada. [Ref. 32]

Una vez calculado los espesores de los materiales, debemos encontrar las conductividades térmicas asociadas a los materiales, k [W/m*K].

Para ello recurrimos al CTE donde vienen las conductividades para todos los materiales de construcción que presenta nuestra instalación deportiva:

Material	Conductividad térmica k [W/m*K].
Capa de grava	2
Geotextil de poliéster	0,16
Poliestireno extruido	0,034
Mortero de protección (áridos ligeros)	0,41
Impermeabilización asfáltica bicapa adherida	0,0235
Formación de pendientes hormigón celular	0,2
Capa de compresión (canto 315 mm)	1,658
Baldosa de hormigón sobre tanguillos	2,5
Tarima flotante + lámina de FOAM	0,12
Mortero de cemento o cal para albañilería y para revoco/enlucido (1800<d<2000)	1,3
Solería de mármol beige	2,09
Aplacado de piedra natural caliza	1,4
PUR Proyección con Hidrofluorcarbono HFC	0,028

Mortero de cemento o cal para albañilería	0,7
½ pie LM métrico o catalán 40 mm<G<50mm	0,567
Cámara de aire sin ventilar	1,06
Placa de yeso laminado [PYL] 750<d<900	0,25

Tabla 14. Conductividad térmica de los materiales de construcción. [Ref. 39]

Ahora con los espesores y las conductividades térmicas ya podemos calcular todas las resistencias de conducción, y al sumar estas con las de convección adecuadas tendremos ya las resistencias térmicas totales.

- Cubierta:

$$R_{eq\ cubierta} = R_{convint} + \Sigma R_{cond} + R_{convext\ cubierta}$$

$$R_{eq\ cubierta1} = 0,04 + \frac{0,1}{2} + \frac{0,0008}{0,16} + \frac{0,06}{0,034} + \frac{0,02}{0,41} + \frac{0,0024}{0,0235} + \frac{0,1}{0,2} + \frac{0,315}{1,658} + 0,10 = 2,80 \frac{K * m^2}{W}$$

$$U_{cubierta1} = \frac{1}{R_{eq\ cubierta1}} = 0,3571 \frac{W}{K * m}$$

$$R_{eq\ cubierta2} = 0,04 + \frac{0,06}{2,5} + \frac{0,02}{0,41} + \frac{0,0036}{0,0235} + \frac{0,02}{0,41} + \frac{0,1}{0,2} + \frac{0,06}{0,034} + \frac{0,315}{1,658} + 0,10 = 2,869 \frac{K * m^2}{W}$$

$$U_{cubierta2} = \frac{1}{R_{eq\ cubierta2}} = 0,3485 \frac{W}{K * m}$$

Comprobamos que en las dos composiciones de la cubierta, ambos coeficientes globales de transferencia de calor **U** son inferiores al límite establecido por el CTE: 0.41 W/K*m

- Suelo:

$$R_{eq\ suelo} = R_{conv\ suelo} + \Sigma R_{cond}$$

$$R_{eq\ suelo1} = 0,17 + \frac{0,03}{0,12} + \frac{0,04}{1,3} + \frac{0,06}{0,034} + \frac{0,02}{1,3} + \frac{0,3154}{1,658} = 2,42 \frac{K * m^2}{W}$$

$$U_{suelo1} = \frac{1}{R_{eq\ suelo1}} = 0,414 \frac{W}{K * m}$$

$$R_{eq\ suelo2} = 0,17 + \frac{0,03}{2,09} + \frac{0,04}{1,3} + \frac{0,06}{0,034} + \frac{0,02}{1,3} + \frac{0,3154}{1,658} = 2,185 \frac{K * m^2}{W}$$

$$U_{suelo2} = \frac{1}{R_{eq\ suelo2}} = 0,458 \frac{W}{K * m}$$

Comprobamos que en las dos composiciones presentes en el suelo, ambos coeficientes globales de transferencia de calor **U** son inferiores al límite establecido por el CTE: 0.5 W/K*m

- Muro:

$$R_{eq\ muro} = R_{convint} + \Sigma R_{cond} + R_{convext}$$

$$R_{eq\ muro} = 0,04 + \frac{0,03}{1,4} + \frac{0,04}{0,028} + \frac{0,015}{0,7} + \frac{0,115}{0,567} + \frac{0,18}{1,06} + \frac{0,015}{0,25} + 0,13 = 1,717 \frac{K * m^2}{W}$$

$$U_{cubierta} = \frac{1}{R_{eq\ suelo2}} = 0,5824 \frac{W}{K * m}$$

Comprobamos que también para el muro, el coeficiente global de transferencia de calor **U** es inferior al límite establecido por el CTE: 0.73 W/K*m.

4.1.2 Cargas térmicas de climatización

Como hemos explicado en el apartado 2.2, vamos a comenzar calculando las cargas térmicas que se producen en el polideportivo siguiendo el procedimiento descrito anteriormente, y siguiendo los requisitos y especificaciones descritas en el CTE y en el RITE una vez que tenemos ya las áreas, los coeficientes de transferencia de calor, y la temperatura y humedad tanto exterior como interior:

- Calefacción:

Para las cargas de calefacción, es decir, el periodo de invierno, consideramos las pérdidas por transmisiones al exterior a través del suelo, la fachada y la cubierta; y las perdidas por intercambio de aire que corresponde a la ventilación e infiltraciones de aire.

Para las cargas por transmisiones usamos la siguiente ecuación de transmisión de calor (obsérvese en el gradiente de temperaturas de la ecuación como en el periodo de invierno el sentido del flujo de calor va desde el interior del polideportivo hasta el ambiente exterior):

$$Q_{transmisión} = A * U * (T_{interior} - T_{exterior})$$

(Los coeficientes de transferencia de calor serán calculados en el apartado 4.3)

Para las cargas debidas a intercambio de aire, se tienen en cuenta las perdidas por ventilación tanto de carácter sensible como de carácter latente:

$$Q_{ventilación\ sensible} = Vol_{instalación} * \rho_{aire} * Cp_{aire} * (T_{interior} - T_{exterior})$$

$$Q_{ventilación\ latente} = Vol_{instalación} * \rho_{aire} * Hfg * (w_{interior} - w_{exterior})$$

Y las cargas debidas a infiltraciones a través de puertas y ventanas, igualmente tanto de carácter sensible como latente:

$$Q_{infiltración\ sensible} = f_{ventanas/puertas} * A_{ventanas/puertas} * \rho_{aire} * Cp_{aire} * (T_{int} - T_{ext})$$

$$Q_{infiltración\ latente} = f_{ventanas/puertas} * A_{ventanas/puertas} * \rho_{aire} * Hfg * (w_{int} - w_{ext})$$

- Refrigeración:

Para las cargas de refrigeración, es decir, el periodo de verano, consideramos las pérdidas por transmisiones al exterior a través de la fachada y la cubierta (en este caso no hay pérdidas por el suelo debido a que éste está más frío que el interior del polideportivo); las pérdidas por intercambio de aire que corresponde a la ventilación y las infiltraciones de aire; las pérdidas por efecto de la radiación; y las pérdidas por cargas internas (ocupantes, luz, equipos electrónicos...)

Para las pérdidas por transmisión usamos la siguiente ecuación para la transferencia de calor (en el periodo de verano el sentido del flujo de calor va al contrario, va en dirección del exterior al interior del polideportivo):

$$Q_{transmisión} = A * U * (T_{exterior} - T_{interior})$$

Para las cargas por intercambio de aire igual que en el periodo de invierno pero también cambiando los paréntesis de las ecuaciones:

$$Q_{ventilación_{sensible}} = Vol_{instalación} * \rho_{aire} * Cp_{aire} * (T_{exterior} - T_{interior})$$

$$Q_{ventilación_{latente}} = Vol_{instalación} * \rho_{aire} * Hfg * (w_{exterior} - w_{interior})$$

$$Q_{infiltración_{sensible}} = f_{ventanas/puertas} * A_{ventanas/puertas} * \rho_{aire} * Cp_{aire} * (T_{ext} - T_{int})$$

$$Q_{infiltración_{latente}} = f_{ventanas/puertas} * A_{ventanas/puertas} * \rho_{aire} * Hfg * (w_{ext} - w_{int})$$

Para las cargas por radiación a través de las ventanas usamos la siguiente ecuación de transferencia de calor:

$$Q_{radiación} = Rad * A_{ventanas} * f$$

Y por último para finalizar el cálculo de las pérdidas en verano, calcularemos las pérdidas por cargas internas con las siguientes ecuaciones, que son debidas al calor que desprenden los ocupantes en el interior del polideportivo y las cargas de iluminación:

$$Q_{ocupación_{sensible}} = Q_{persona_{sensible}} * n * factor_{simultaneidad}$$

$$Q_{ocupación_{latente}} = Q_{persona_{latente}} * n * factor_{simultaneidad}$$

$$Q_{iluminación} = Potencia_{iluminación} * Área$$

4.1.3 Resultados análisis cargas térmicas

Una vez que tenemos los datos de temperatura y humedad exterior [Ref. 35], el coeficiente global de transferencia de calor y el área de cada zona por donde se pierde calor, podemos calcular las cargas térmicas producidas gracias a las ecuaciones descritas anteriormente.

Para calcular todas las cargas producidas hemos usado de nuevo el programa informático MATLAB.

A través de este programa comenzamos creando dos vectores de tamaño 8760 donde se van introduciendo los datos de temperatura y humedad exterior en cada hora del año.

Nuestro objetivo será mostrar mediante gráficas los valores de las pérdidas de carga que se producen en los diferentes momentos del año para posteriormente analizar el valor y el momento donde se producen los picos de carga máxima de calefacción y refrigeración.

En el eje de abscisas mostramos de nuevo las 8760 horas del año y en el eje de ordenadas la pérdida de carga calculada gracias a la temperatura (para las cargas sensibles) registrada en esa hora, y a la humedad (para las cargas latentes).

Además, para distinguir las cargas que corresponden al periodo de invierno, es decir calefacción, las hemos mostrado de color rojo en la gráfica; y las del periodo de verano, refrigeración, en color azul para facilitar su interpretación. Corresponden por tanto las azules de refrigeración a la franja de horas desde la hora 3500 hasta la hora 6300 como habíamos descrito en el apartado 3.4.

Por último, analizando en el periodo de invierno cuando no se necesita utilizar calefacción, es decir, hay una temperatura mayor en el exterior que en el interior, hemos introducido en el código de programación del proyecto una condición para analizar si el gradiente de temperaturas o humedades absolutas es negativo. En caso de que esto ocurra la carga térmica en ese momento obtendrá el valor de 0 kW debido a que no será necesario calefactar el interior.

Lo mismo ocurre para el periodo de verano, las cargas de refrigeración obtendrán un valor de 0 kW para los momentos del año en los que la temperatura exterior sea menor que la interior debido a que en este caso no será necesario refrigerar el recinto interior.

- Cargas térmicas por transmisión a través de la cubierta

Para este cálculo y en todos los siguientes se usa de nuevo el programa informático MATLAB. Para el cálculo de las cargas térmicas por transmisión a través de la cubierta lo primero que hacemos es identificar las áreas de los diferentes tipos de composición (la cubierta del pabellón y la cubierta del polideportivo):

$\text{Areacub1} = 1001.16 \text{ m}^2$

$\text{Areacub2} = 22.946 \text{ m}^2$

Estos datos de áreas se calculan por medio de los planos de AUTOCAD [Ref. 31] del polideportivo que vienen mostrados en el apartado 3.1.



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

Y los coeficientes de transferencia de calor de esas zonas que ya los habíamos calculado en el apartado 4.1.1.

$$U_{cub1}=0.3571 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$U_{cub2}=0.3485 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Tanto las cargas por transmisión a través de la cubierta como del resto de zonas planteamos el siguiente algoritmo en MATLAB:

Para el período de calefacción (invierno) recorremos el vector de los 8760 elementos que contienen la temperatura exterior registrada en Toledo en cada hora del año desde el primer elemento (00:00 del 1 de Enero) hasta el elemento 3500 (fin del invierno), y luego del elemento 6301 (inicio invierno) hasta el elemento 8760 (23:00 31 de Diciembre). Después con una sentencia condicional **if** establecemos la condición de que si la temperatura del interior del polideportivo es mayor que la que tenemos en el ambiente en esa hora entonces calculamos la carga de transmisión de la cubierta mediante:

$$Q_{cub1calefaccion(i)}=U_{cub1}*A_{reacub1}*(T_{intinv}-T_{empext(i)}) \text{ W}$$

$$Q_{cub2calefaccion(i)}=U_{cub2}*A_{reacub2}*(T_{intinv}-T_{empext(i)}) \text{ W}$$

Siendo: T_{intinv} = la temperatura del interior del polideportivo en invierno= 20°C

T_{empext} = vector de 8760 elementos que contienen los datos de temperatura exterior registrados en cada hora del año en la provincia de Toledo [Ref. 35].

En caso de que ocurra lo contrario, establecemos que la carga de transmisión de calefacción a esa hora es 0 W.

Y para el período de refrigeración (verano) recorremos los elementos del vector de temperaturas exteriores del elemento 3501 (inicio verano) hasta el elemento 6300 (fin verano) y con una sentencia condicional **if** analizamos si la temperatura exterior es mayor que la interior en el polideportivo en esa hora entonces calculamos la carga de transmisión mediante:

$$Q_{cub1refrigeracion(i)}=U_{cub1}*A_{reacub1}*(T_{empext(i)}-T_{intver}) \text{ W}$$

$$Q_{cub2refrigeracion(i)}=U_{cub2}*A_{reacub2}*(T_{empext(i)}-T_{intver}) \text{ W}$$

Siendo: T_{intver} = la temperatura del interior del polideportivo en invierno= 25°C

Y en caso contrario, establecemos que la carga de refrigeración a través de la cubierta en esa hora es 0 W.

Por último una vez calculadas todas las cargas de transmisión a través de las cubiertas en cada hora del año las sumamos para obtener las cargas térmicas totales de transmisión a través de la cubierta (las cargas a través de la cubierta de tipo 1 junto con las del tipo 2) y las representamos gráficamente en el eje de ordenadas (en rojo las de calefacción y en azul las de refrigeración) frente a las 8760 horas en el eje de abscisas:

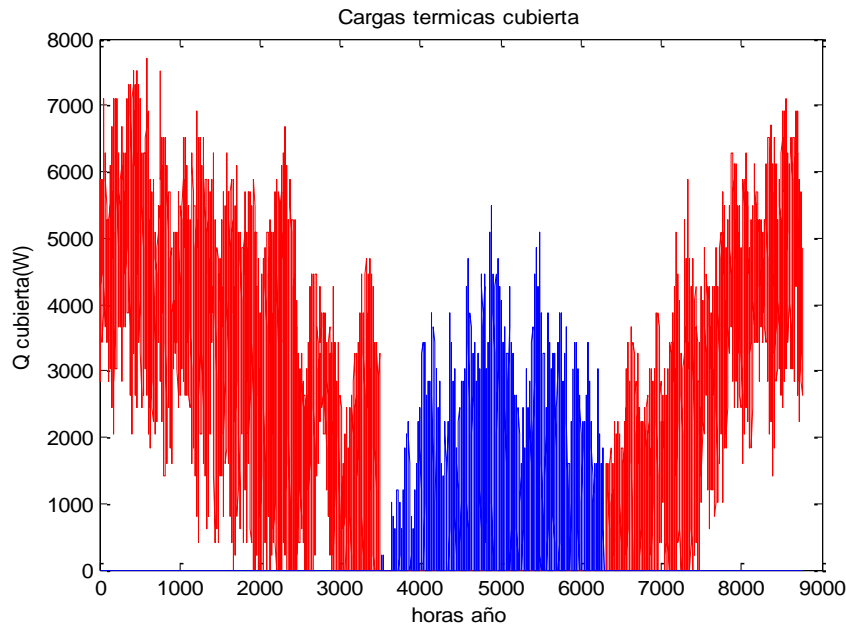


Figura 45. Cargas térmicas por transmisiones que se pierden a través de la cubierta.

- Cargas térmicas por transmisión a través del muro

Para el cálculo de las cargas térmicas por transmisión a través del muro hacemos los mismos pasos que para la cubierta. Lo primero identificamos las diferentes áreas del muro que corresponden a las cuatro orientaciones del muro (fachada norte, sur, este y oeste).

$$\text{Areamuro1}=145.1214 \text{ m}^2$$

$$\text{Areamuro2}=271.26 \text{ m}^2$$

$$\text{Areamuro3}=132.723 \text{ m}^2$$

$$\text{Areamuro4}=320.99 \text{ m}^2$$

Y el valor del coeficiente de transferencia de calor a través del muro, que como en este caso sólo tenemos una única composición del muro, el valor es único y es el calculado en el apartado 4.1.1.

$$\text{Umuro}=0.5824 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Ahora el método para el cálculo de las cargas térmicas a través del muro es el mismo que en el caso de la cubierta. Recorremos el vector de temperaturas exteriores en las franjas de invierno para la calefacción y la franja de verano para la refrigeración, y con una sentencia condicional **if** chequeamos si el gradiente de temperaturas es positivo para que en ese caso:

$$\text{Qmuro1calefaccion}(i)=\text{Umuro}*\text{Areamuro1}*(\text{Tintinv}-\text{Tempext}(i)) \text{ W}$$

$$\text{Qmuro2calefaccion}(i)=\text{Umuro}*\text{Areamuro2}*(\text{Tintinv}-\text{Tempext}(i)) \text{ W}$$

$$\text{Qmuro3calefaccion}(i)=\text{Umuro}*\text{Areamuro3}*(\text{Tintinv}-\text{Tempext}(i)) \text{ W}$$

$$\text{Qmuro4calefaccion}(i)=\text{Umuro}*\text{Areamuro4}*(\text{Tintinv}-\text{Tempext}(i)) \text{ W}$$

$$\text{Qmuro1refrigeracion}(i)=\text{Umuro}*\text{Areamuro1}*(\text{Tempext}(i)-\text{Tintver}) \text{ W}$$

$$\text{Qmuro2refrigeracion}(i)=\text{Umuro}*\text{Areamuro2}*(\text{Tempext}(i)-\text{Tintver}) \text{ W}$$

$$\text{Qmuro3refrigeracion}(i)=\text{Umuro}*\text{Areamuro3}*(\text{Tempext}(i)-\text{Tintver}) \text{ W}$$

$$\text{Qmuro4refrigeracion}(i)=\text{Umuro}*\text{Areamuro4}*(\text{Tempext}(i)-\text{Tintver}) \text{ W}$$

Y si ocurre lo contrario establecer que en esa hora la carga térmica de transmisión de calefacción o refrigeración (depende de lo que corresponda) a través del muro sea 0 W.

Por último, como en el caso de la cubierta, sumamos las cargas a través de los cuatro muros para obtener las cargas totales por transmisiones a través del muro y las representamos frente a las horas del año:

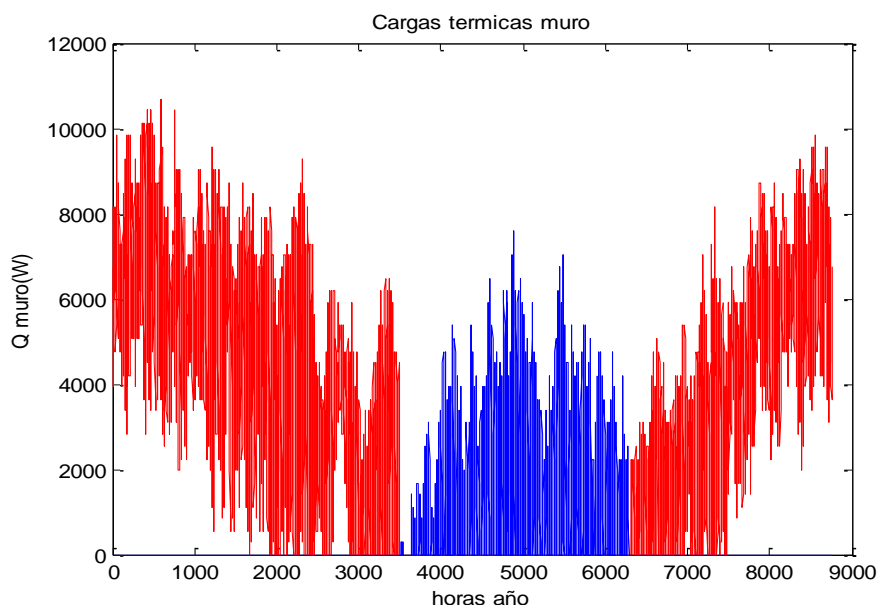


Figura 46. Cargas térmicas por transmisiones que se pierden a través del muro.

- Cargas térmicas por transmisión a través del suelo

Para el cálculo de las cargas térmicas por transmisión a través del suelo hacemos los mismos pasos. Comenzamos identificando las áreas de los diferentes tipos de composición de suelo:

Areasaladeporte=884.9 m²

Areavest1=23.41 m²

Areavest2=23.41;

Areavestarbitros=7.48 m²

Areabano1=3.48 m²

Areabano2=3.92 m²

Areaalmacen=13.44 m²

Areadistribuidor=34.63 m²

Areaescaleras=8.04 m²

Y los coeficientes de transferencia de calor que, como el suelo tiene dos tipos de composición, serán dos, también calculados en el apartado 4.1.1 (el primer coeficiente para la zona deportiva, parquet; y el otro coeficiente para el resto de salas, vestuarios, distribuidor...):

Usuelo1=0.414 W/m²K

Usuelo2=0.458 W/m²K



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

Sin embargo, para el cálculo de las cargas a través del suelo hay que tener en cuenta que la temperatura del terreno es un valor constante y no un vector de 8760 elementos que depende de las horas del año. La temperatura del terreno se establece con un valor de 7°C [Ref. 40] que para ser conservadores es el valor más bajo que tendremos en el terreno durante el año que será el mes de Enero.

Por tanto la carga que se propaga a través del suelo sólo afecta al sistema de calefacción ya que ésta, en el período de refrigeración, es una ganancia y por tanto no se tiene en cuenta para este período.

Finalmente, mediante MATLAB de nuevo, establecemos:

$Q_{suelosaladeportocalefaccion} = U_{suelo1} \cdot A_{reasaladeporte} \cdot (T_{intinv} - T_{emterreno}) \text{ W}$
 $Q_{suelovest1calefaccion} = U_{suelo2} \cdot A_{reavest1} \cdot (T_{intinv} - T_{emterreno}) \text{ W}$
 $Q_{suelovest2calefaccion} = U_{suelo2} \cdot A_{reavest2} \cdot (T_{intinv} - T_{emterreno}) \text{ W}$
 $Q_{suelovestarbitroscalefaccion} = U_{suelo2} \cdot A_{reavestarbitros} \cdot (T_{intinv} - T_{emterreno}) \text{ W}$
 $Q_{suelobano1calefaccion} = U_{suelo2} \cdot A_{reabano1} \cdot (T_{intinv} - T_{emterreno}) \text{ W}$
 $Q_{suelobano2calefaccion} = U_{suelo2} \cdot A_{reabano2} \cdot (T_{intinv} - T_{emterreno}) \text{ W}$
 $Q_{sueloalmacencalefaccion} = U_{suelo2} \cdot A_{reaalmacen} \cdot (T_{intinv} - T_{emterreno}) \text{ W}$
 $Q_{suelodistribuidorcalefaccion} = U_{suelo2} \cdot A_{readistribuidor} \cdot (T_{intinv} - T_{emterreno}) \text{ W}$
 $Q_{sueloescleracalefaccion} = U_{suelo2} \cdot A_{reaescalera} \cdot (T_{intinv} - T_{emterreno}) \text{ W}$

Siendo: T_{intinv} = la temperatura del interior del polideportivo en invierno = 20°C

$T_{emterreno}$ = la temperatura del terreno en el mes más frío en la provincia de Toledo que corresponde al mes de Enero [Ref. 40].

Obsérvese que estos resultados de cargas térmicas no son vectores, ya que T_{intinv} menos $T_{emterreno}$ es un valor fijo (20-7= 13°C). Sumando todas las cargas de calefacción de los diferentes suelos concluimos que:

$Q_{suelocalefaccion} = 5464 \text{ W}$

- Cargas térmicas por transmisión a través de las ventanas

Lo primero que hallamos es el área total de ventanas mediante los planos de AUTOCAD [Ref. 31]:

$A_{reaventanas} = 168.872 \text{ m}^2$

En la memoria del polideportivo también encontramos que las ventanas están hechas de un acristalamiento con plancha celular de policarbonato incoloro de 8 mm de espesor [Ref. 32] por lo que el coeficiente de transferencia de calor a través de las ventanas es:

$U_{ventanas} = 3.3 \text{ W/m}^2\text{K}$ [Ref. 32]

Una vez que tenemos el área de las ventanas y el coeficiente de transferencia, ya podemos calcular las cargas térmicas del mismo modo que para la cubierta y el muro:

$Q_{ventanascalefaccion(i)} = U_{ventanas} \cdot A_{reaventanas} \cdot (T_{intinv} - T_{empext(i)}) \text{ W}$

$Q_{ventanasrefrigeracion(i)} = U_{ventanas} \cdot A_{reaventanas} \cdot (T_{empext(i)} - T_{intver}) \text{ W}$

Con las mismas condiciones que para el muro y la cubierta sobre si la temperatura en el interior en invierno es mayor que la exterior, la potencia de calefacción en esa hora será cero, etcétera. Por último, representamos la carga térmica a través de las ventanas frente a las 8760 horas del año:

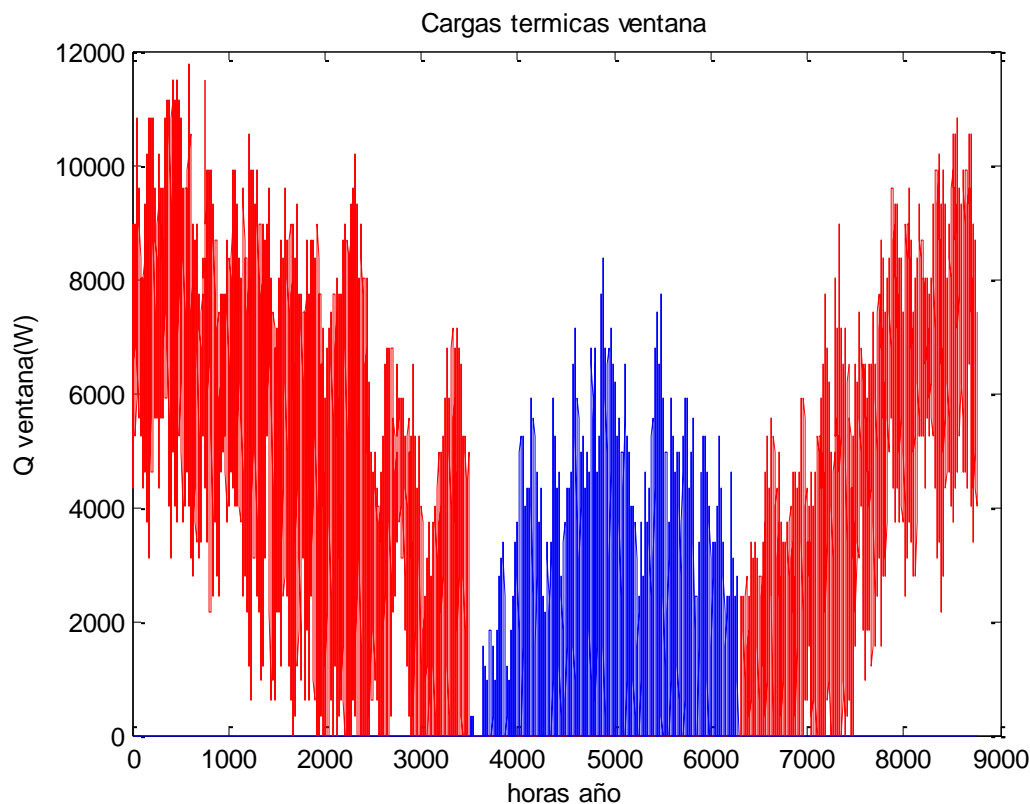


Figura 47. Cargas térmicas por transmisiones que se pierden a través de las ventanas.

- Cargas térmicas por transmisión a través de las puertas

De la misma manera que para las ventanas, localizamos el número de puertas, su composición y su área. La composición de las puertas del recinto son dos de ellas metálicas dando al exterior, y la otra metálica con partes acristaladas también dando al exterior. El área de todas las puertas es:

$$\text{Areapuestas}=10.142 \text{ m}^2 \text{ [Ref. 31]}$$

Y el coeficiente de transferencia de calor es:

$$U_{\text{puertas}}=5; \text{ [Ref. 32]}$$

Ahora usando las ecuaciones de transferencia de calor en MATLAB:

$$\begin{aligned} Q_{\text{puertascalefaccion}}(i) &= U_{\text{puertas}} * \text{Areapuestas} * (T_{\text{intinv}} - \text{Tempext}(i)) \text{ W} \\ Q_{\text{puertasrefrigeracion}}(i) &= U_{\text{puertas}} * \text{Areapuestas} * (\text{Tempext}(i) - T_{\text{intver}}) \text{ W} \end{aligned}$$

Y por último mostramos la gráfica de las cargas térmicas a través de las puertas en cada hora del año:

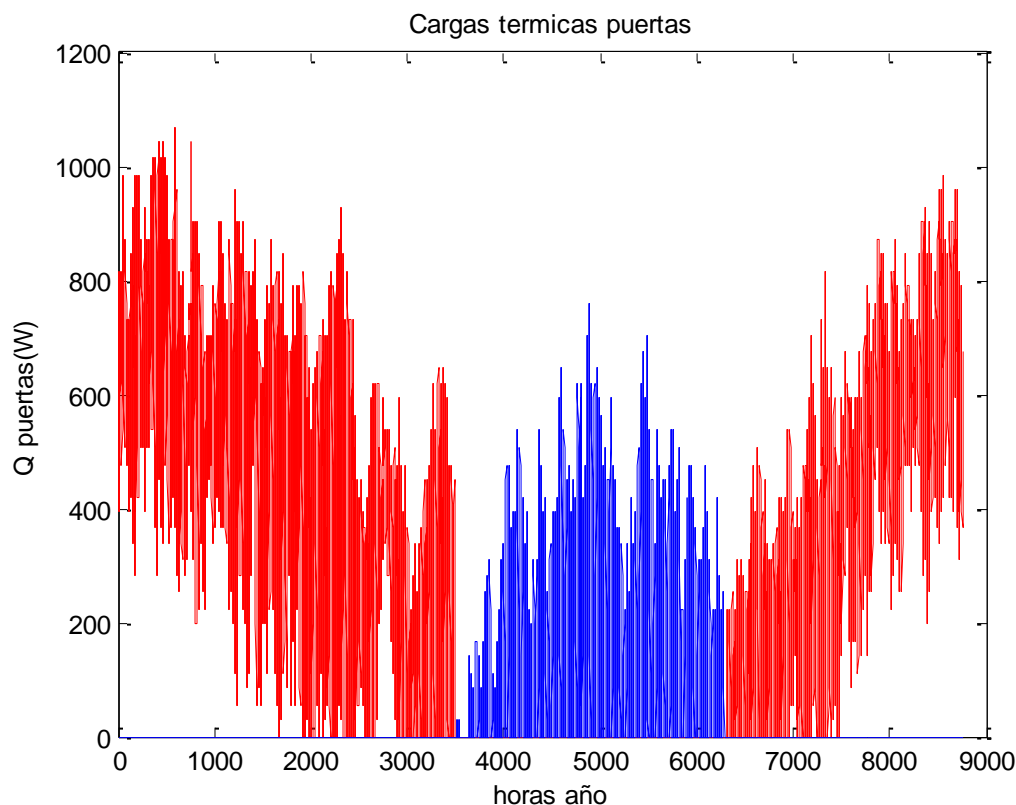


Figura 48. Cargas térmicas por transmisiones que se pierden a través de las puertas.

Se observa que las pérdidas por las puertas son menores que por las ventanas porque aunque el coeficiente de transferencia de calor de las puertas sea mayor que el de las ventanas, la superficie de las ventanas es mucho mayor que el de las puertas (únicamente tenemos 3 puertas que dan al exterior).

- Cargas térmicas debidas a ventilación sensible

Viendo los datos de ocupantes máximos en la memoria del polideportivo [Ref. 32] obtenemos que entre las gradas vestuarias, zona deportiva etcétera, obtenemos un total de 244 ocupantes. Para mantener unas condiciones de salubridad moderadas establecemos un consumo por ocupante de 8 l/s, obteniendo dicho valor del Código Técnico de la Edificación el apartado HS3 Salubridad [Ref. 38].

$$Volpabellon = 244 \text{ ocupantes} * 8 \frac{l}{s * ocupante} = 1952 \frac{l}{s}$$

Establecemos por tanto un volumen total de 1,952 m³/s.

Ahora de la misma manera que para el cálculo de cargas térmicas debidas a transmisiones, para el período de calefacción (invierno) recorreremos el vector de los 8760 elementos que contienen la temperatura exterior registrada en Toledo en cada hora del año desde el primer elemento (00:00 del 1 de Enero) hasta el elemento 3500 (fin del invierno), y luego del elemento 6301

(inicio invierno) hasta el elemento 8760 (23:00 31 de Diciembre). Después con una sentencia condicional **if** establecemos la condición de que si la temperatura del interior del polideportivo es mayor que la que tenemos en el ambiente en esa hora entonces calculamos la carga de ventilación sensible mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{ventilacion sensible cal(i)}} = \text{volpabellon} * \text{dens} * C_p * (T_{\text{intv}} - T_{\text{extp}}(i)) \text{ W}$$

Siendo: Volpabellon= volumen de aire que hay que introducir en el recinto para cubrir las condiciones de salubridad= 1,952 m³/s

dens= densidad del aire=1,2 kg/m³ [Ref. 23]

Cp= Calor específico del aire= 1000 J/kg*m³ [Ref. 23]

Qventilacion sensible cal(i)= carga térmica por ventilación sensible en el período de calefacción

Y para el período de refrigeración (verano) igual que con las transmisiones, recorremos los elementos del vector de temperaturas exteriores del elemento 3501 (inicio verano) hasta el elemento 6300 (fin verano) y con una sentencia condicional **if** analizamos si la temperatura exterior es mayor que la interior en el polideportivo en esa hora entonces calculamos la carga de transmisión mediante:

$$Q_{\text{ventilacion sensible ref(i)}} = \text{volpabellon} * \text{dens} * C_p * (T_{\text{extp}}(i) - T_{\text{intver}}) \text{ W}$$

Siendo: Qventilacion sensible ref(i)= carga térmica por ventilación sensible en el período de refrigeración

Y por último sumándolas y representándolas frente a las horas del año obtenemos:

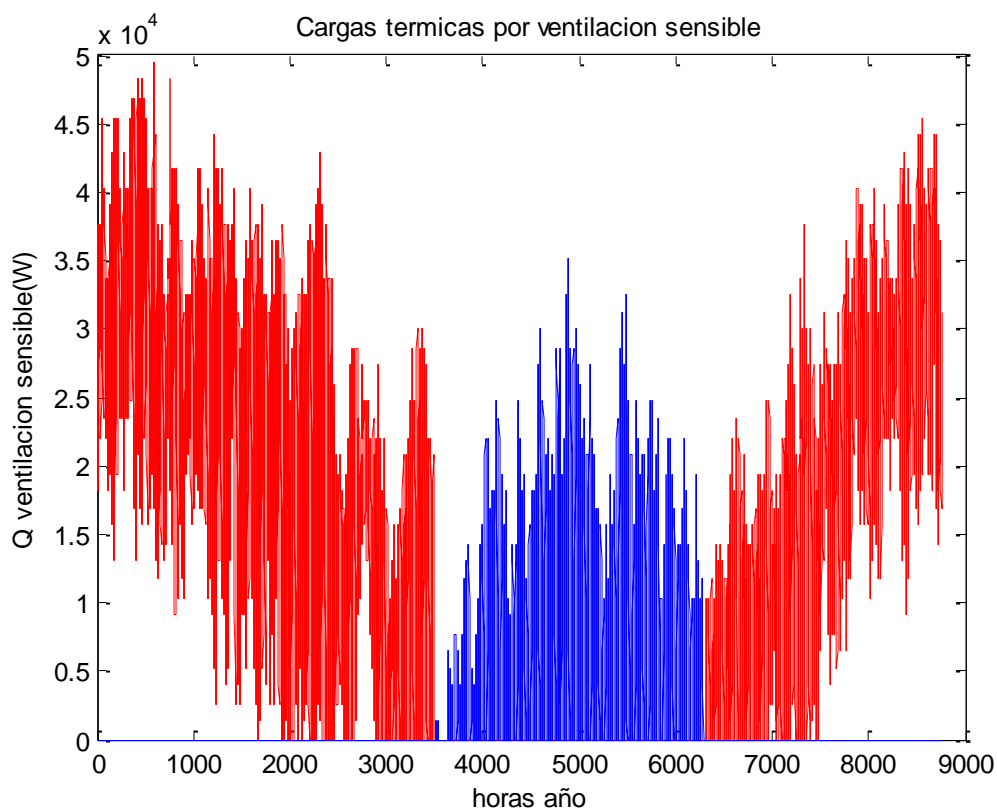


Figura 49. Cargas térmicas por ventilación de carácter sensible



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

- Cargas térmicas debidas a ventilación latente

Las cargas debidas a ventilación de carácter latente están producidas por las variaciones de la humedad, no como las de carácter sensible que son por variaciones de temperatura. Por ello en este apartado entra por primera vez en juego el vector de 8760 donde habíamos almacenado los datos de la humedad relativa exterior obtenida de Energy Plus Weather Data [Ref. 35].

Si analizamos la ecuación de las pérdidas de carga por ventilación latente:

$$Q = Vol_{pabellon} * \rho * Hfg * \Delta w$$

Siendo: Hfg= calor latente de vaporización=2257 kJ/kg

$$\Delta w = (w_1 - w_2): \text{variación de la relación de humedad: } w = \frac{\text{kg vapor}}{\text{kg aire seco}}$$

La relación de humedad viene definida en función de la presión de saturación a la temperatura evaluada y de la humedad relativa.

Por tanto se debe calcular primero la presión de saturación en cada hora del año. Utilizamos de nuevo MATLAB para crear un vector Psat(i) de 8760 elemento que almacenará la presión de saturación en cada hora del año, y con un bucle que recorra los 8760 elementos realizar el siguiente cálculo:

$$Psat = 2,368745 * 10^{11} * e^{-5406,1915/T} \quad [\text{Ref. 41}]$$

$$Psat(i) = (2.368745 * (10^{11})) * \exp(-5406.1915/\text{Text}(i)) \text{ Pa}$$

Siendo: Text(i)=los valores de temperatura exterior usados para los cálculos anteriores [Ref. 35]

Una vez que tenemos la presión de saturación y las humedades relativas del ambiente, calculamos la relación de humedad de nuevo con MATLAB usando un bucle y la siguiente ecuación:

$$w = 0.622 \frac{HR * Psat}{Patm - (HR * Psat)} \quad [\text{Ref. 41}]$$

$$w_{ext}(i) = 0.622 * ((H_{ext}(i) * Psat(i)) / (Patm - (H_{ext}(i) * Psat(i)))) \text{ kg/kg}$$

Siendo: Hext(i)= los valores de humedad relativa (sin tanto por ciento) del exterior registrados en cada hora del año [Ref. 35]

Ahora que ya tenemos calculadas las relaciones de humedad en el exterior, calculamos la relación de humedad en el interior en invierno (HR=40%=0,4 y T=20°C) y en verano (HR=50%=0,5 y T=25°C), obteniendo:

$$w_{intinv} = 0.0057 \text{ kg/kg}$$

$$w_{intver} = 0.0098 \text{ kg/kg}$$

Ahora de la misma manera que en el cálculo de cargas por transmisión hacemos la misma condición en MATLAB sólo que esta vez analizando la variación de relación de humedades en vez de la variación de temperaturas. Para el período de calefacción (invierno) recorreremos el vector de los 8760 elementos que contienen la relación de humedad en cada hora del año desde el primer elemento (00:00 del 1 de Enero) hasta el elemento 3500 (fin del invierno), y luego del elemento 6301 (inicio invierno) hasta el elemento 8760 (23:00 31 de Diciembre). Después con una sentencia condicional **if** establecemos la condición de que si la relación de humedad del

interior del polideportivo es mayor que la que tenemos en el ambiente en esa hora entonces calculamos la carga de ventilación latente de calefacción mediante:

$$Q_{\text{ventilacion latente cal}}(i) = \text{volpabellon} * \text{dens} * H_{fg} * (\text{wintinv} - \text{wext}(i)) \text{ W}$$

En caso de que ocurra lo contrario, establecemos que la carga de ventilación latente de calefacción a esa hora es 0 W.

Y para el período de refrigeración (verano) recorremos los elementos del vector de temperaturas exteriores del elemento 3501 (inicio verano) hasta el elemento 6300 (fin verano) y con una sentencia condicional **if** analizamos si la relación de humedad exterior es mayor que la interior en el polideportivo en esa hora entonces calculamos la carga de ventilación latente de refrigeración mediante:

$$Q_{\text{ventilacion latente ref}}(i) = \text{volpabellon} * \text{dens} * H_{fg} * (\text{wext}(i) - \text{wintver}) \text{ W}$$

Y en caso contrario, establecemos que la carga de ventilación latente de refrigeración a través de la cubierta en esa hora es 0 W.

Y ya para finalizar, las representamos gráficamente frente a las horas del año:

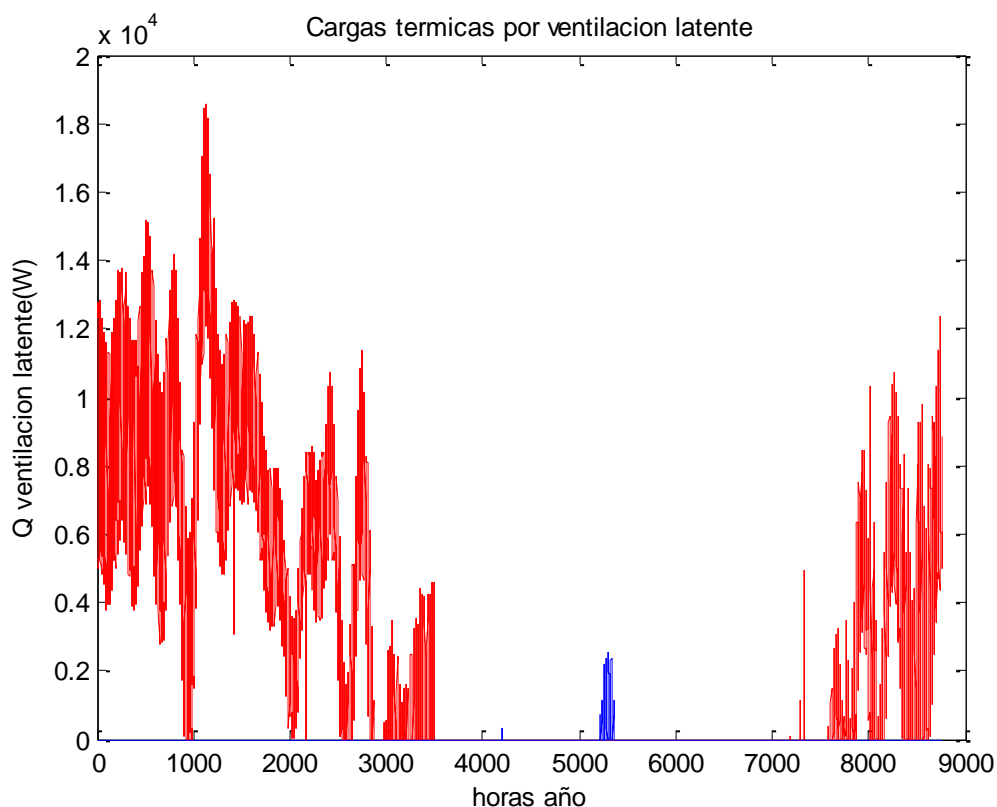


Figura 50. Cargas térmicas por ventilación de carácter latente

Obsérvese que las cargas de ventilación de carácter latente son algo menores que las de carácter sensible, y además como Toledo presenta un clima seco las cargas de ventilación latentes durante la refrigeración son muy bajas.

- Cargas térmicas debidas a infiltración sensible a través de las ventanas y las puertas

Otro aspecto a tener en cuenta a la hora de aclimatar un recinto a parte de las transmisiones y la ventilación, son las infiltraciones de aire a través de las ventanas y de las puertas, que suponen un consumo adicional a las potencias de calefacción y refrigeración.

Estas cargas se calculan mediante unos factores de infiltración que hemos obtenido a través del manual de aire acondicionado de Carrier [Ref. 42]: $f_{\text{ventanas}}=1,8$ y $f_{\text{puertas}}=2,5$.

Como las cargas por infiltraciones dependen de la diferencia de temperaturas hacemos los mismos bucles y las mismas condiciones con MATLAB que para el cálculo de las cargas debidas a transmisiones, diferenciando períodos de calefacción y refrigeración, y sabiendo que las áreas de las ventanas y las puertas son las mismas que las usadas en el cálculo de transmisión a través de ventanas y puertas.

Para calcular la carga térmica debida a infiltración sensible de calefacción a través de las ventanas:

$$Q_{\text{infiltracionsensibleventcal}(i)} = f_{\text{vent}} * (1/3600) * \text{Areaventana} * \text{dens} * C_p * (T_{\text{intinv}} - \text{Tempext}(i)) \text{ W}$$

Siendo: $Q_{\text{infiltracionsensibleventcal}(i)}$ = carga de infiltración de carácter sensible de calefacción a través de las ventanas

Obsérvese que para cuadrar las unidades debemos dividir entre 3600 para hacer el cambio de horas a segundos.

Y la carga debida a infiltración sensible en el período de refrigeración a través de las ventanas:

$$Q_{\text{infiltracionsensibleventref}(i)} = f_{\text{vent}} * (1/3600) * \text{Areaventana} * \text{dens} * C_p * (\text{Tempext}(i) - T_{\text{intver}}) \text{ W}$$

Siendo: $Q_{\text{infiltracionsensibleventref}(i)}$ = carga de infiltración de carácter sensible de refrigeración a través de las ventanas

Y ahora lo mismo pero para las puertas:

$$Q_{\text{infiltracionsensiblepuecal}(i)} = f_{\text{pue}} * (1/3600) * \text{Areapuertas} * \text{dens} * C_p * (T_{\text{intinv}} - \text{Tempext}(i)) \text{ W}$$

Siendo: $Q_{\text{infiltracionsensiblepuecal}(i)}$ = carga de infiltración de carácter sensible de calefacción a través de las puertas

$$Q_{\text{infiltracionsensiblepueref}(i)} = f_{\text{pue}} * (1/3600) * \text{Areapuertas} * \text{dens} * C_p * (\text{Tempext}(i) - T_{\text{intver}}) \text{ W}$$

Siendo: $Q_{\text{infiltracionsensiblepueref}(i)}$ = carga de infiltración de carácter sensible de refrigeración a través de las puertas.

Por último representamos la suma de cargas totales de infiltración sensible frente a las horas del año, sumando las cargas de infiltración sensible de calefacción de las ventanas y las puertas, y las de refrigeración.

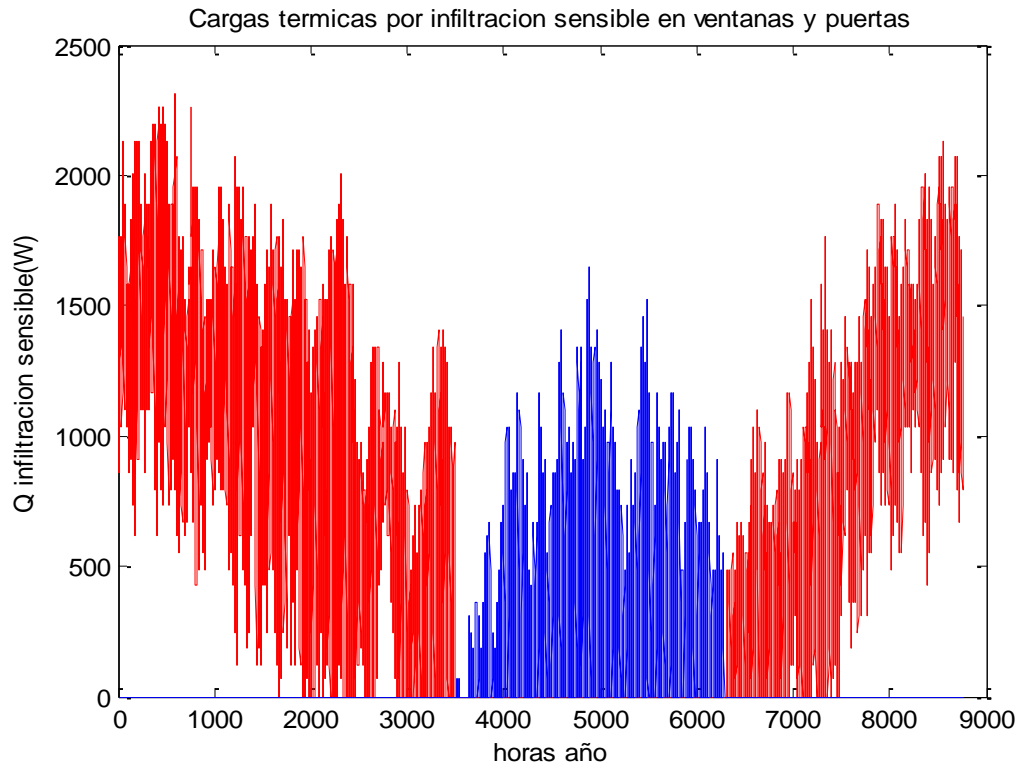


Figura 51. Cargas térmicas por infiltración de carácter sensible a través de ventanas y puertas

- Cargas térmicas debidas a infiltración latente a través de las ventanas y las puertas

El procedimiento para este cálculo es similar al de infiltraciones sensibles, solo que aquí ocurre con la carga por ventilación, no dependen de la variación de la temperatura sino de la variación de la relación de humedad. Siendo los factores a través de puertas y ventanas y las áreas de ventanas y puertas las mismas que antes.

Las cargas por infiltración latente de calefacción a través de ventanas y puertas serán:

$$Q_{infiltracionlatenteventcal(i)} = f_{vent} * (1/3600) * A_{reaventanas} * \rho_{dens} * H_{fg} * (w_{intinv} - w_{ext(i)}) \quad W$$

$$Q_{infiltracionlatentepuecal(i)} = f_{pue} * (1/3600) * A_{repuertas} * \rho_{dens} * H_{fg} * (w_{intinv} - w_{ext(i)}) \quad W$$

Siendo: $Q_{infiltracionlatenteventcal(i)}$ = carga de infiltración de carácter latente de calefacción a través de las ventanas.

$Q_{infiltracionlatentepuecal(i)}$ = carga de infiltración de carácter latente de calefacción a través de las puertas.

Y para el período de refrigeración:

$$Q_{infiltracionlatenteventref(i)} = f_{vent} * (1/3600) * A_{reaventanas} * \rho_{dens} * H_{fg} * (w_{ext(i)} - w_{intver}) \quad W$$

$$Q_{infiltracionlatentepueref(i)} = f_{pue} * (1/3600) * A_{repuertas} * \rho_{dens} * H_{fg} * (w_{ext(i)} - w_{intver}) \quad W$$

Siendo: $Q_{infiltracionlatenteventref(i)}$ = carga de infiltración de carácter latente de refrigeración a través de las ventanas.

$Q_{infiltracionlatentepueref(i)}$ = carga de infiltración de carácter latente de refrigeración a través de las puertas.

Sumando las cargas de infiltración latentes a través de puertas y ventanas y representándolas frente a las horas del año obtenemos finalmente:

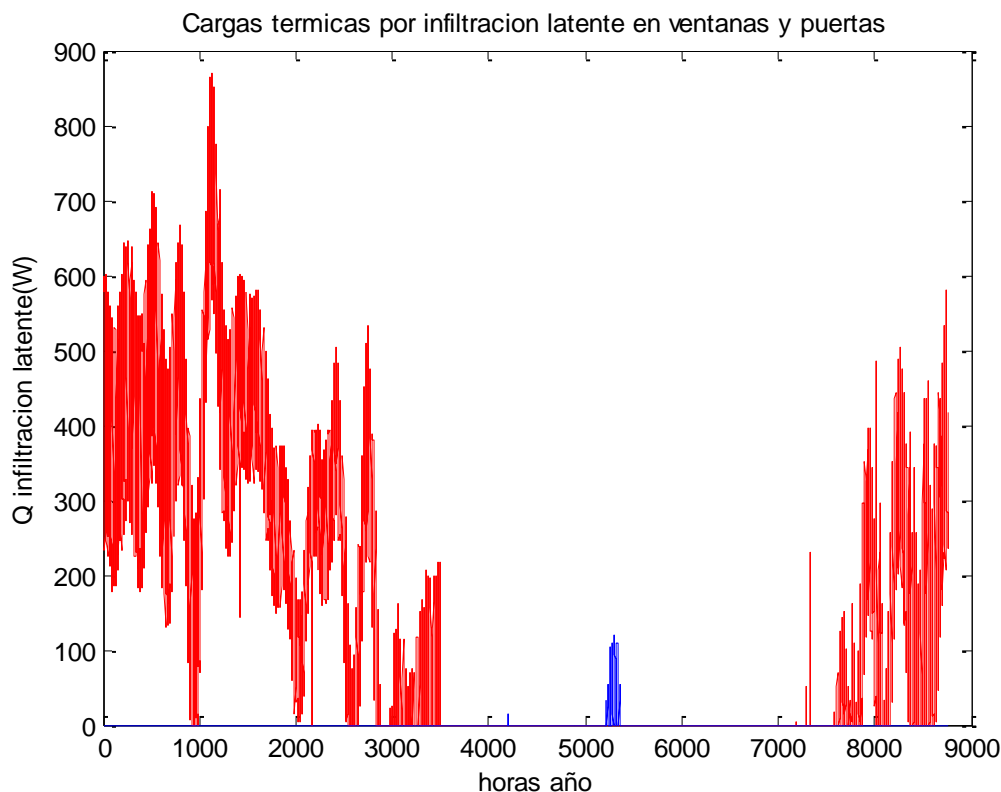


Figura 52. Cargas térmicas por infiltración de carácter latente a través de ventanas y puertas

- Cargas térmicas por radiación a través de las ventanas

Las cargas térmicas por radiación en el período de invierno se consideran una ganancia, sin embargo para el período de verano supone un gasto adicional de potencia de refrigeración, por lo que las cargas de radiación sólo representan cargas de refrigeración.

Comenzamos este cálculo con las radiaciones medias registradas en los meses que corresponden a nuestro período de refrigeración (finales de Mayo, Junio, Julio, Agosto e inicios de Septiembre). Los datos de la radiación solar en estos meses los habíamos calculado previamente en el apartado 3.5 y son los siguientes:

Mes	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
Radiación I (kW*h/m ²)	5,7	6,6	7,1	6,0	5,1

Tabla 15. Radiación de la provincia de Toledo en los meses de verano [Ref. 37]

La ecuación de la carga térmica por radiación que se produce de media en un día es la siguiente:

$$Q = Radiación \left(\frac{kW}{m^2 * h} \right) * 1000 \left(\frac{W}{kW} \right) * \frac{1}{24} \left(\frac{día}{h} \right) * Area_{ventanas} * f_{corrección}$$

Siendo: Radiación= los valores de radiación media a la hora registrados en la provincia de Toledo. Ver tabla de arriba

Área ventanas= área de ventanas=168.87 m²

f corrección= factor de corrección que debe aplicar a la hora de calcular las cargas por radiación a través de las ventanas. Depende de los materiales de fabricación de las ventanas, como están fabricadas con de vidrio tienen un factor de 0,9 [Ref. 32].

Como ya tenemos todos los datos necesarios, calculamos por tanto las cargas de radiación en los 5 meses de verano con MATLAB.

Qradmayo=(Radmayo*1000/24)*Areaventanas*factorcorreccion W

Qradjunio=(Radjunio*1000/24)*Areaventanas*factorcorreccion W

Qradjulio=(Radjulio*1000/24)*Areaventanas*factorcorreccion W

Qradagosto=(Radagosto*1000/24)*Areaventanas*factorcorreccion W

Qradseptiembre=(Radseptiembre*1000/24)*Areaventanas*factorcorreccion W

Ahora para representarlos, declaramos en el algoritmo los días que corresponden a cada mes. La radiación experimentada en Mayo corresponde desde la hora 3501 (mediados de Mayo) hasta la hora 3624 (23:00 del 31 de Mayo), Junio desde la hora 3625 hasta la hora 4344 (mes completo), Julio desde 4345 hasta 5088 (mes completo), Agosto 5089 hasta 5832 (mes completo) y Septiembre desde 5833 hasta 6300 (mediados de Septiembre). Introducimos los valores de radiación correspondientes en cada mes y los representamos frente a las horas del año.

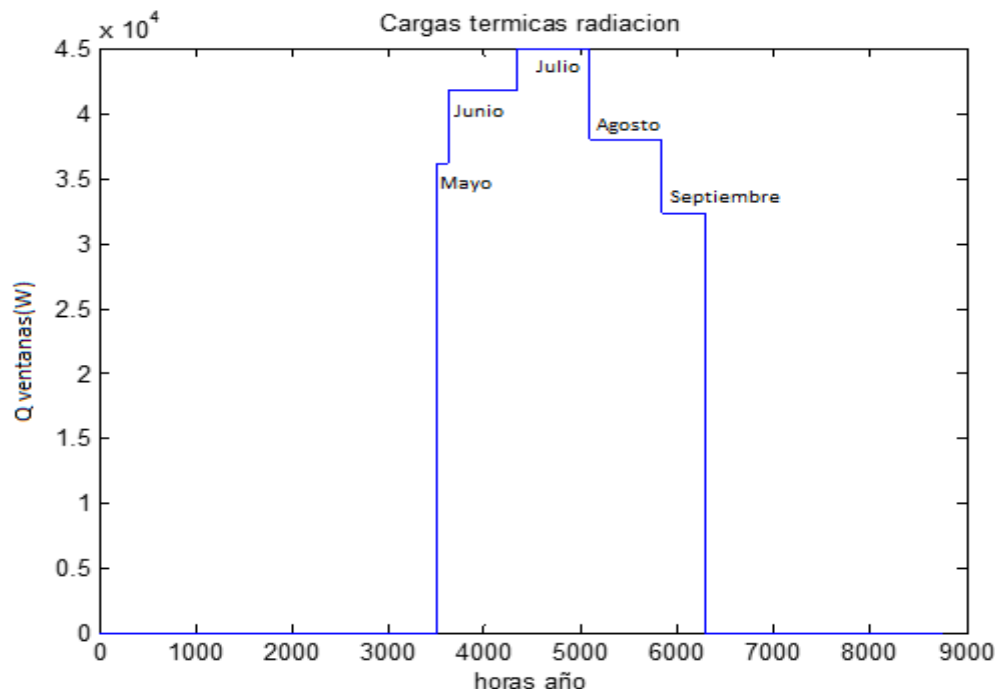


Figura 53. Cargas térmicas por radiación a través de ventanas

Obsérvese que la radiación se considera carga de refrigeración y no de calefacción como hemos explicado antes.

- Cargas térmicas internas

Las cargas internas al igual que las de radiación, solo se tienen en cuenta en el período de refrigeración ya que suponen un gasto de refrigeración adicional y en calefacción representan una ganancia.

Las cargas internas están ocasionados por diversos factores. Los que hemos tenido en cuenta son la ocupación y la iluminación (también equipos eléctricos pueden emitir carga térmica al ambiente pero es despreciable).

- Ocupación:

Con la memoria del polideportivo [Ref. 32] hacemos una estimación de la ocupación máxima que tendría el polideportivo, atendiendo al aforo del graderío, los metros cuadrados de las superficies, el área de la cancha de juego etcétera. Realizando esta estimación establecemos una ocupación total de 213 personas, de las cuales 181 personas sentadas viendo el partido generando unos flujos de calor sensible y latente de 71 W y 32 W respectivamente (actividad: sentado en reposo [Ref. 23]), 22 personas en la pista de deporte emitiendo 109 W y 248 W de calor sensible y latente respectivamente (actividad: persona realizando ejercicio físico [Ref. 23]) y 10 personas en las escaleras y el vestíbulo emitiendo 75 W y 49 W de calor sensible y latente respectivamente (actividad: de pie sin movimiento [Ref. 23]).

Con MATLAB declaramos las siguientes ecuaciones para resolver las cargas internas de refrigeración debidas a la ocupación

$$Q_{ocupacion1} = 181 * (71 + 32) * \text{factor simultaneidad W}$$

$$Q_{ocupacion2} = 22 * (109 + 248) * \text{factor simultaneidad W}$$

$$Q_{ocupacion3} = 10 * (75 + 49) * \text{factor simultaneidad W}$$

Siendo: factor de simultaneidad= grado de utilización de la instalación y por personas. Al tratarse de un polideportivo se considera 0.5

Sumando las cargas desprendidas por los tres grupos de ocupaciones, calculamos la carga térmica de refrigeración debida a ocupación total:

$$Q_{ocupacion} = 13869 \text{ W}$$

- Iluminación:

En la memoria del polideportivo, encontramos unos ratios de iluminación para cada sala donde por cada m² de superficie se emite una cantidad determinada de calor (W/m²):

Sala	Vestuario 1	Vestuario 2	Vestuario árbitros	Sala deportiva	Baño 1	Baño 2	Almacén	Distribuidor	Escaleras
Ratio de Iluminación (W/m ²)	22	22	22	14	22	22	20	18	18

Tabla 16. Tabla de ratios de iluminación de cada sala [Ref. 32].

Declaramos en MATLAB las siguientes ecuaciones para calcular las cargas debidas a iluminación en cada sala (únicamente es multiplicar el ratio por el área de la sala en cuestión):

$Q_{lumvest1} = 22 \cdot A_{reavest1} \text{ W}$
 $Q_{lumvest2} = 22 \cdot A_{reavest2} \text{ W}$
 $Q_{lumvestarb} = 22 \cdot A_{reavestarb} \text{ W}$
 $Q_{lumsaladeportiva} = 14 \cdot A_{reasaladeporte} \text{ W}$
 $Q_{lumbano1} = 22 \cdot A_{reabano1} \text{ W}$
 $Q_{lumbano2} = 22 \cdot A_{reabano2} \text{ W}$
 $Q_{lumalmacen} = 20 \cdot A_{reaalmacen} \text{ W}$
 $Q_{lumdistrib} = 18 \cdot A_{readistribuidor} \text{ W}$
 $Q_{lumescaleras} = 18 \cdot A_{reaescaleras} \text{ W}$

Obteniendo todas las áreas de midiendo en los planos de AUTOCAD [Ref. 31] cómo cuando calculamos la transmisión a través del suelo.

Sumando todas estas cargas de iluminación de cada sala obtenemos la carga total de refrigeración debida a iluminación:

$Q_{iluminacion} = 14783 \text{ W}$

Concluimos el cálculo de las cargas térmicas sumando la carga por ocupación y la de iluminación para finalmente obtener:

$Q_{cargasinternas} = 28652 \text{ W}$

- **Cargas térmicas totales por transmisión**

Las cargas térmicas totales por transmisión serán las transmisiones a través de la cubierta, el suelo, los muros, las ventanas y las puertas tanto de calefacción como de refrigeración (en el período de verano la del suelo no se tiene en cuenta cómo hemos explicado en el cálculo de las transmisiones a través del suelo), que hemos calculado previamente. Una vez calculadas las representamos gráficamente frente a las horas del año:

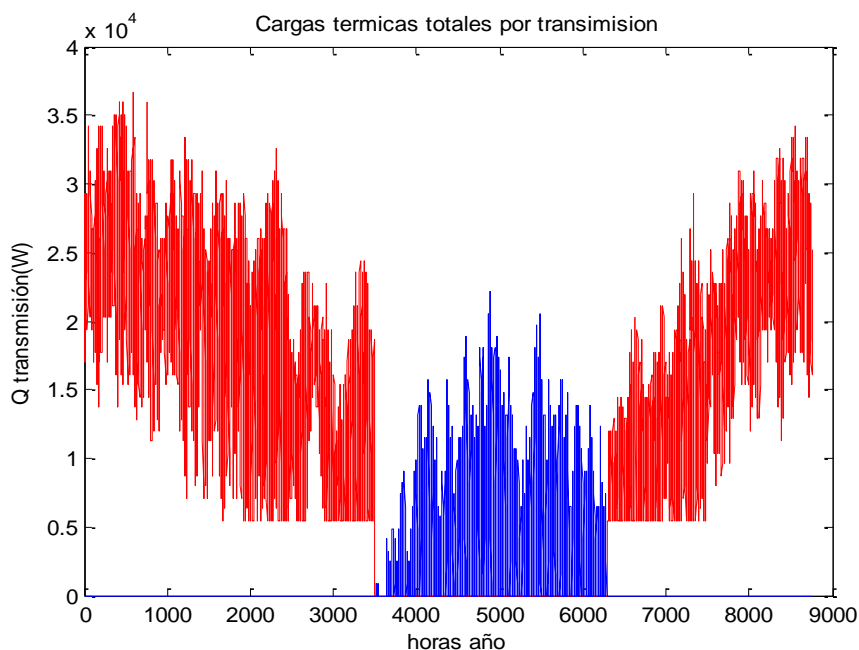


Figura 54. Cargas térmicas totales por transmisión

Se observa la transmisión a través del suelo en el período de calefacción, estableciendo que como mínimo se debe establecer un gasto de calefacción de valor de 5464 W, que equivale a la transmisión por el suelo.

- **Cargas térmicas totales por intercambio de aire**

Las cargas térmicas totales por intercambio de aire serán las de ventilación más las infiltraciones a través de ventanas y puertas, tanto sensibles como latentes para los períodos de calefacción y refrigeración. Una vez calculadas las representamos gráficamente frente a las horas del año:

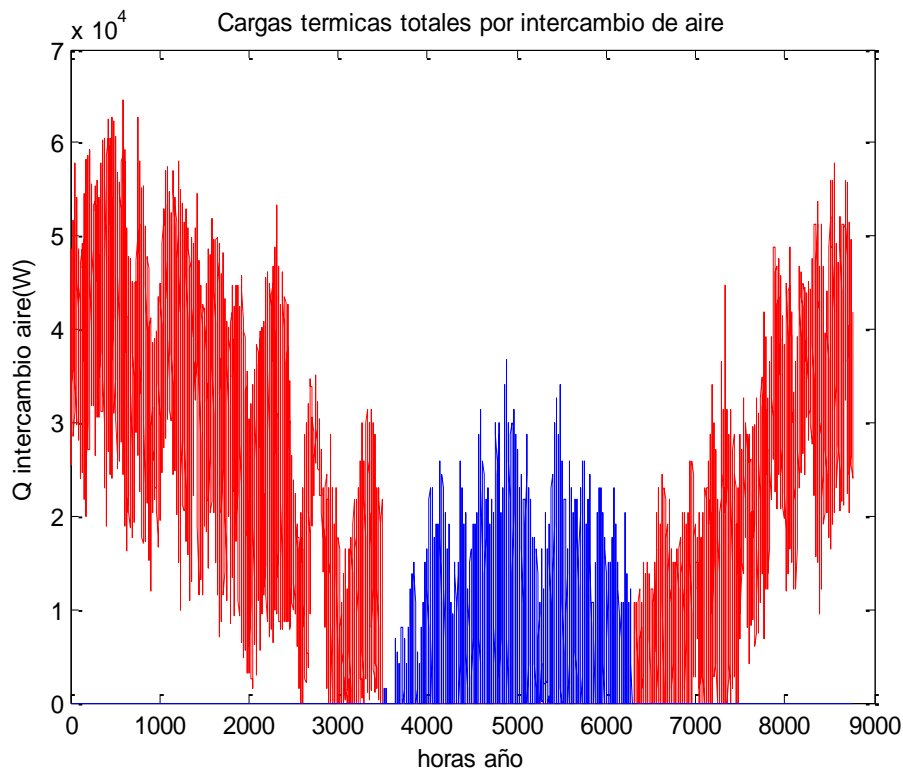


Figura 55. Cargas térmicas totales por intercambio de aire

- **Cargas térmicas totales**

Para terminar con el estudio detallado de cargas térmicas, calculamos las cargas térmicas totales en los períodos de calefacción y refrigeración. Para el período de calefacción las cargas térmicas totales serán las de transmisión totales más las de intercambio de aire; y para el período de refrigeración serán las de transmisión totales, las de intercambio de aire, las de radiación y las internas.

Por último se vuelve a representar las cargas térmicas en función de las horas del año y se busca en el vector $Q_{cargastotales}(i)$ el valor máximo en invierno y en verano para dimensionar los sistemas de calefacción y refrigeración:

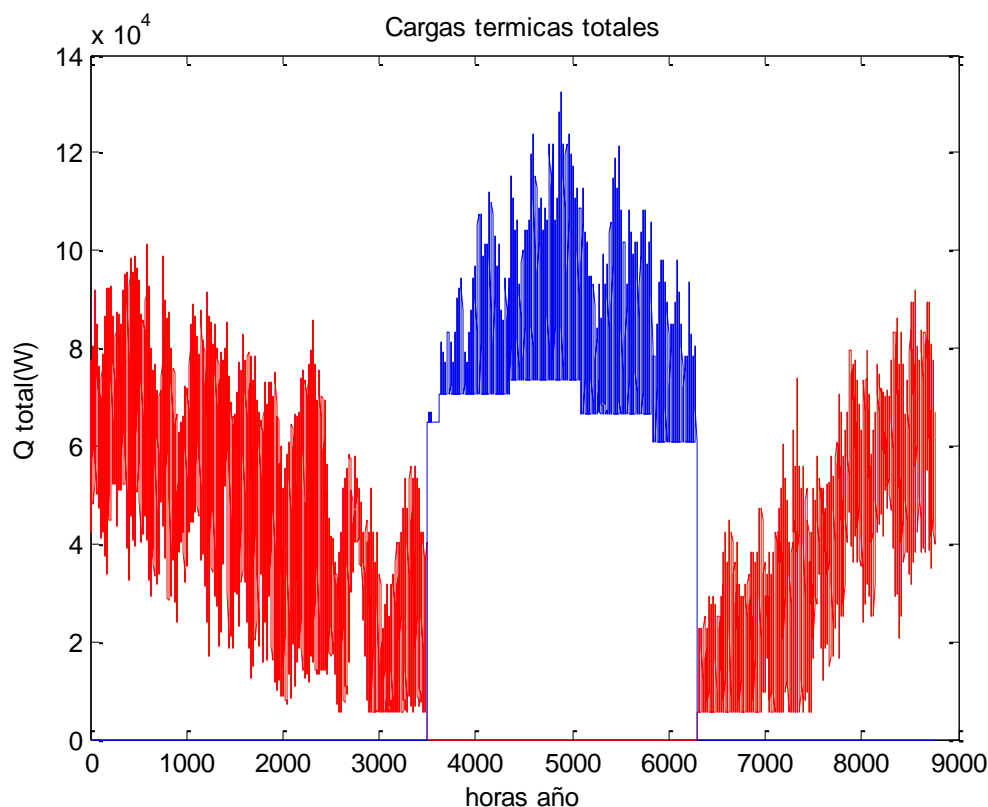


Figura 56. Cargas térmicas totales

Se observa el mínimo establecido por la transmisión a través del suelo en el período de calefacción, y el mínimo establecido por la radiación en el período de refrigeración.

Debido a que Toledo presenta un clima cálido con pocas precipitaciones (clima mediterráneo continentalizado semiárido) las cargas de refrigeración son algo mayores que las de calefacción.

- **Carga térmica máxima periodo calefacción:**
Qcalefaccionmaxima= 101.2 KW
En la hora 585 que corresponde a las 9:00 del 25 de Enero
- **Carga térmica máxima periodo refrigeración:**
Qrefrigeracionmaxima= 132.6 KW
En la hora 4889 que corresponde a las 16:00 del 23 de Julio

Por tanto, el sistema de calefacción deberá ser dimensionado para que tenga una capacidad de al menos de 102 kW, y el sistema de refrigeración con una capacidad de 133 kW.

4.1.4 Dimensionado de los sistemas de calefacción y refrigeración

4.1.4.1 Equipos de climatización

El sistema elegido para realizar la climatización del emplazamiento contará con Unidad de Tratamiento de Aire y varias unidades Fan Coil.

4.1.4.1.1 Unidad de Tratamiento de Aire

El caudal de aire necesario deberá cumplir con los criterios de ventilación (higiene y salubridad), con el de gasto de calefacción y el gasto de refrigeración.

- Renovaciones de aire

Según el RITE y cómo hemos explicado en el cálculo de la carga por ventilación sensible, al tratarse de una instalación estamos en la categoría IDA 3 y exige un aire de renovación de 8 l/s por persona [Ref. 33]. Al haber 244 personas [Ref. 32] se exige un caudal mínimo de:

$$Caudal_{ventilación} = 8 \left(\frac{l}{s} \right) * 244 personas = 1952 \left(\frac{l}{s} \right) = 7000 \left(\frac{m^3}{h} \right)$$

- Gasto calefacción

Se debe establecer un caudal para hacer frente a la carga de calefacción que es un total de 102 kW, cómo hemos calculado arriba.

El caudal requerido se obtiene de la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} Caudal_{calefacción} &= \frac{Potencia}{\rho * Cp * \Delta T} = \frac{102000 \left(\frac{J}{s} \right)}{1.2 \left(\frac{kg}{m^3} \right) * 1000 \left(\frac{J}{kg * K} \right) * (20^{\circ}C - 0^{\circ}C)} = 4,25 \left(\frac{l}{s} \right) \\ &= 16000 \left(\frac{m^3}{h} \right) \end{aligned}$$

Siendo: ΔT = el salto de temperaturas extremo en invierno, que será cuando en el exterior estemos a 0°C (temperatura más fría del invierno) y en el interior a 20°C (temperatura de confort en el interior del polideportivo en invierno).

- Gasto refrigeración

También se debe satisfacer la condición de refrigeración, que exige hacer frente a una carga de refrigeración de 133 kW.

El caudal requerido se obtiene de la siguiente ecuación:

$$Caudal_{calefacción} = \frac{Potencia}{\rho * Cp * \Delta T} = \frac{133000 \left(\frac{J}{s}\right)}{1.2 \left(\frac{kg}{m^3}\right) * 1000 \left(\frac{J}{kg * K}\right) * (40^{\circ}C - 25^{\circ}C)} = 7,4 \left(\frac{l}{s}\right)$$

$$= 27000 \left(\frac{m^3}{h}\right)$$

Siendo: ΔT = el salto de temperaturas extremo en invierno, que será cuando en el exterior estemos a 40°C (temperatura más caliente del verano) y en el interior a 25°C (temperatura de confort en el interior del polideportivo en verano).

Vemos que el criterio más restrictivo es el de refrigeración, por tanto se debe modelar una Unidad de Tratamiento de Aire con un caudal de impulsión de aire de 27000 m³/h.

La unidad de tratamiento de aire es modelada gracias al programa informático YAHUS de TROX que permite diseñar una AHU [Ref. 43]:

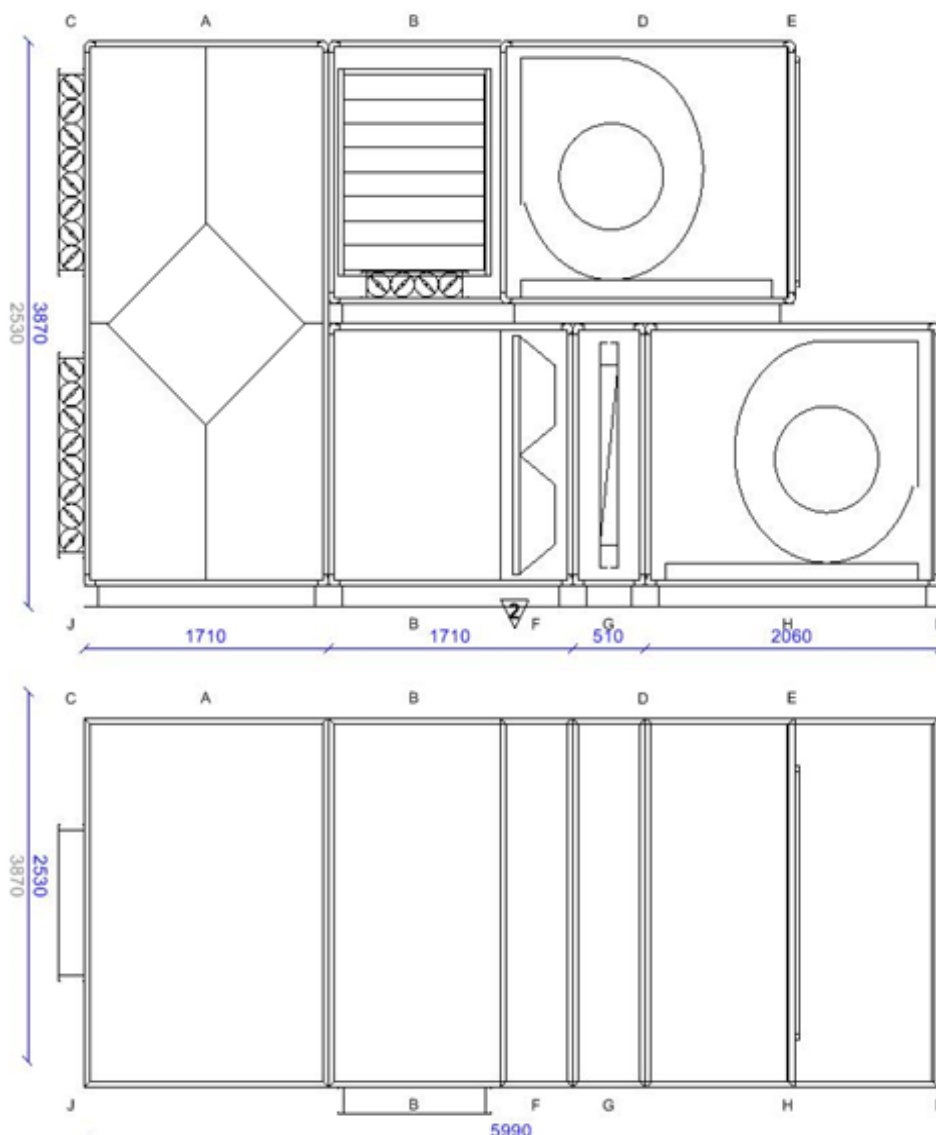


Figura 57. Unidad de tratamiento de aire seleccionada [Ref. 43]

Cada una de estas unidades está compuesta por una rejilla de entrada de aire (C), una unidad de filtros (F), un ventilador de impulsión (H) con un caudal de aire de 27000 m³/h, un ventilador de retorno (D) con un caudal de 25000 m³/h, una sección de recuperador estático (A) y una sección de free-cooling (B). Para más información todas las características de los elementos que componen la máquina vienen detallados al final en el capítulo de Anexos.

Como puede observarse, el diseño de este sistema mantiene las salas ventiladas a sobrepresión y evita con ello infiltraciones del exterior, para ello el caudal de extracción del aire (25000 m³/h) es algo menor que el de impulsión (27000 m³/h).

4.1.4.1.2. Fan Coils

Ahora buscamos unidades Fan Coil que cumplan con nuestras exigencias climáticas. Del catálogo de Carrier de unidades Fan Coil vemos que con 4 unidades del modelo FCY-040 [Ref. 44] cubriríamos con nuestra demanda de calor y frío:



	025	030	040	045	055	075
A	1350	1350	1600	2126	2126	2526
B	690	740	755	755	755	755
C	833	833	993	1154	1154	1154

Tabla I Dimensiones de los equipos en mm

Figura 58. Fan Coil Unit modelo FCY-040 de CARRIER. [Ref. 44]

Modelo	FCY-040
Número de Unidades	4
Capacidad refrigeración*	40 kW
Capacidad de calefacción**	46 kW
Caudal de aire	7884 m ³ /h
Presión máxima admisible	230 Pa
Caudal de agua	7,06 m ³ /h
Pérdida de carga	30 kPa

Tabla 17. Características principales de la Fan Coil Unit seleccionada. [Ref. 44]

Notas: * Capacidad de refrigeración con una temperatura de entrada de aire de 27°C y una temperatura de entrada de agua de 7°C.

** Capacidad de calefacción con una temperatura de entrada de aire de 20°C y una temperatura de entrada de agua de 45°C.

Una vez seleccionado los equipos para realizar la climatización debemos seleccionar los elementos para la circulación de aire.

4.1.4.2 Equipos de circulación de aire

El sistema elegido para la distribución y circulación de aire del emplazamiento contará con unas rejillas de entrada de aire, unos ventiladores de extracción de aire localizados en los vestuarios y aseos, unos ventiladores axiales de impulsión del aire enfriado o calentado, bombas para la circulación del aire a través de los diferentes puntos del polideportivo, y la red de tuberías.

4.1.4.2.1 Rejillas de impulsión

Comenzamos con el dimensionado de las rejillas de entrada de aire. El aire se aspira a través de unas rejillas de impulsión de aire del catálogo TROX. Se debe elegir un tamaño de rejilla en el que la velocidad de paso del aire sea de en torno a 2 m/s. Para ello se selecciona un número de rejillas y unas dimensiones adecuadas para un caudal total de 27000 m³/h.

Colocaremos 5 rejillas de entrada de aire localizadas en la parte de abajo del muro 3. Por tanto el caudal unitario que pasará por cada rejilla será:

$$Caudal_{rejilla} = \frac{Caudal_{total}}{N^{\circ} \text{ de rejillas}} = \frac{27000 \text{ m}^3/h}{5} = 5400 \text{ m}^3/h$$

$$Area_{rejilla} = \frac{Caudal_{rejilla}}{velocidad} = \frac{5400 \text{ m}^3/h}{2 \text{ m/s}} * \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 0.75 \text{ m}^2$$

Buscamos en el catálogo de rejillas de TROX una rejilla que tenga unas dimensiones que concuerden con el área necesitada. El modelo AWG que posee unas dimensiones de 785 x 990 mm [Ref. 45].



Figura 59. Rejillas de entrada de aire de TROX [Ref. 45].

4.1.4.2.2 Ventiladores axiales de extracción en los aseos

Parte de la extracción del aire se realizará a través de los aseos y los vestuarios mediante ventiladores de extracción axiales; el resto mediante el recuperador estático de la propia AHU. El caudal de extracción de los servicios se obtiene también del capítulo HE 3 “Salubridad” del CTE, donde se obliga a mantener un caudal de extracción de 25 l/s por inodoro [Ref. 38].

De los planos que tenemos del polideportivo contamos el número de inodoros de los vestuarios y los aseos para establecer el caudal de extracción.

Sala	Vestuario 1	Vestuario 2	Vestuario Árbitros	Baño 1	Baño 2
Número de Inodoros	2	2	1	2	2

Tabla 18. Número de inodoros presentes en la instalación [Ref. 31].

Viendo la distribución de los aseos, diseñamos un sistema de extracción de aire para el conjunto de Vestuario 2, Baño 1 y Baño 2 (6 inodoros en total). Este sistema consistirá en un ventilador axial de extracción de aire con un caudal de:

$$Q_{extracción1} = 6 \text{ inodoros} * 25 \frac{l}{s * inodoro} = 150 \frac{l}{s} = 540 \frac{m^3}{h}$$

Y otro sistema de extracción para el conjunto formado por el Vestuario 1 y el Vestuario de Árbitros (3 inodoros en total), que igualmente consistirá en un ventilador axial de extracción de aire de caudal:

$$Q_{extracción2} = 3 \text{ inodoros} * 20 \frac{l}{s * inodoro} = 75 \frac{l}{s} = 270 \frac{m^3}{h}$$

Buscamos en el catálogo de SODECA dos ventiladores axiales de extracción de aire que tengan la capacidad de caudal requerida. Los ventiladores elegidos son dos unidades del modelo HC-25-4T/H [Ref. 46]:



Figura 60. Ventilador axial HC-25-4T/H [Ref. 46]

Modelo	HC-25-4T/H	HC-25-4T/H
Caudal (m ³ /h)	540	270
Pérdida de carga (Pa)	70	90

Tabla 19. Características principales de los ventiladores de extracción de los aseos [Ref. 46].

4.1.4.2.3 Red de tuberías

Se realiza el cálculo de tuberías de la instalación de climatización atendiendo al Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación, DTIE 4.01 [Ref. 47].

- Velocidad del agua en las tuberías

Un límite de velocidad, para que no se produzcan ruidos, de 1.2 m/s en tuberías metálicas de diámetro igual o inferior a 50mm, es aceptable si en la red no existen alteraciones bruscas y no tienen aire.

- Limitación del RITE

La diferencia entre los valores extremos de las presiones diferenciales en las acometidas de las distintas unidades terminales, no debe ser mayor del 15% del valor medio [Ref. 33]. Es normal proyectar con una velocidad que produzca una caída de presión de 250 Pa/m.

- Equilibrado de la red

El circuito está equilibrado cuando cada elemento emisor o absorbente de calor recibe la cantidad de agua adecuada.

El equilibrado se consigue cuando en una red ramificada, circulando en cada tramo el caudal adecuado, las pérdidas de carga de los distintos ramales que concurren en cada nudo de la red, son iguales.

Al ser esto prácticamente imposible de conseguir, se disponen de válvulas de regulación para equilibrar los tramos, salvando con ellas las diferencias.

- Cálculo del aislamiento térmico

Se reproducen a continuación las exigencias mínimas de aislamiento térmico para tuberías y accesorios según el RITE, válidas para un material con una conductividad térmica de 0.04 W/m·K [Ref. 33]:

Fluido interior caliente				
Diámetro exterior	Temperatura del fluido			
mm	°C			
	40 a 65	66 a 100	101 a 150	151 a 200
D≤35	20	20	30	40
35<D≤60	20	30	40	40
60<D≤90	30	30	40	50
90<D≤140	30	40	50	50
140<D	30	40	50	60

Fluido interior frío				
Diámetro exterior	Temperatura del fluido			
mm	°C			
	10 a 20	9,9 a 0	0,1 a 10	>10
D≤35	20	20	30	40
35<D≤60	20	30	40	40
60<D≤90	30	30	40	50
90<D≤140	30	40	50	50
140<D	30	40	50	60

Tabla 20. Aislamientos mínimos establecidos por el RITE. [Ref. 33]

Por tanto en las tuberías de agua fría tendremos un espesor de aislamiento térmico de 50mm, mientras que en las de agua caliente tendremos 20mm de espesor.

La red de tuberías del sistema de climatización parten desde la AHU que se encuentra en el almacén, y estas suben hasta el techo donde se descarga el aire enfriado o calentado según el período del año. Por tanto las tuberías del sistema de climatización poseen una longitud aproximada de 50 metros (7 metros de altura para llegar hasta el techo y 43 metros de longitud localizada en la parte de arriba del pabellón con orificios de descarga de aire en para ocupar toda la superficie de la instalación y de esta manera conseguir un flujo de aire más homogéneo)

4.2 Estudio sobre la demanda de Agua Caliente Sanitaria.

4.2.1 Dimensionado del circuito solar

4.2.1.1 Consumo de ACS demandado

Comenzamos con el dimensionamiento de la instalación de Agua Caliente Sanitaria (ACS) calculando la demanda de ACS que se necesita para esta instalación deportiva.

Según el CTE, para una instalación deportiva se debe suministrar un caudal de ACS de 15 l/usuario [Ref. 36].

Estimando una afluencia de en torno a 300 personas al día [Ref.32] obtenemos una demanda total de:

$$D_{60} = 15 \frac{l}{\text{usuario}} * 300 \frac{\text{usuarios}}{\text{día}} = 4500 \frac{l}{\text{día}}$$

4.2.1.2 Selección del fluido transportante

El fluido transportante consiste en una disolución de agua con un porcentaje de propilenglicol capaz de aguantar en las épocas frías del año, en las cuales utilizando simple agua el fluido transportante se congelaría.

Para obtener el porcentaje de propilenglicol necesario, se debe dimensionar atendiendo a la temperatura mínima histórica registrada en la provincia de Toledo:

Provincia	Altitud media (m)	Latitud	Longitud	Temperatura mínima histórica (°C)
Toledo	550	39.51 N	4.01 O	-14.4

Tabla 21. Datos característicos provincia de Toledo [Ref. 49]

Con la temperatura mínima histórica registrada y aplicando un margen de 5°C hallamos gráficamente el porcentaje de propilenglicol:

$$T_{\text{anticongelante}} = -14,4^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C} = -19,4^{\circ}\text{C}$$

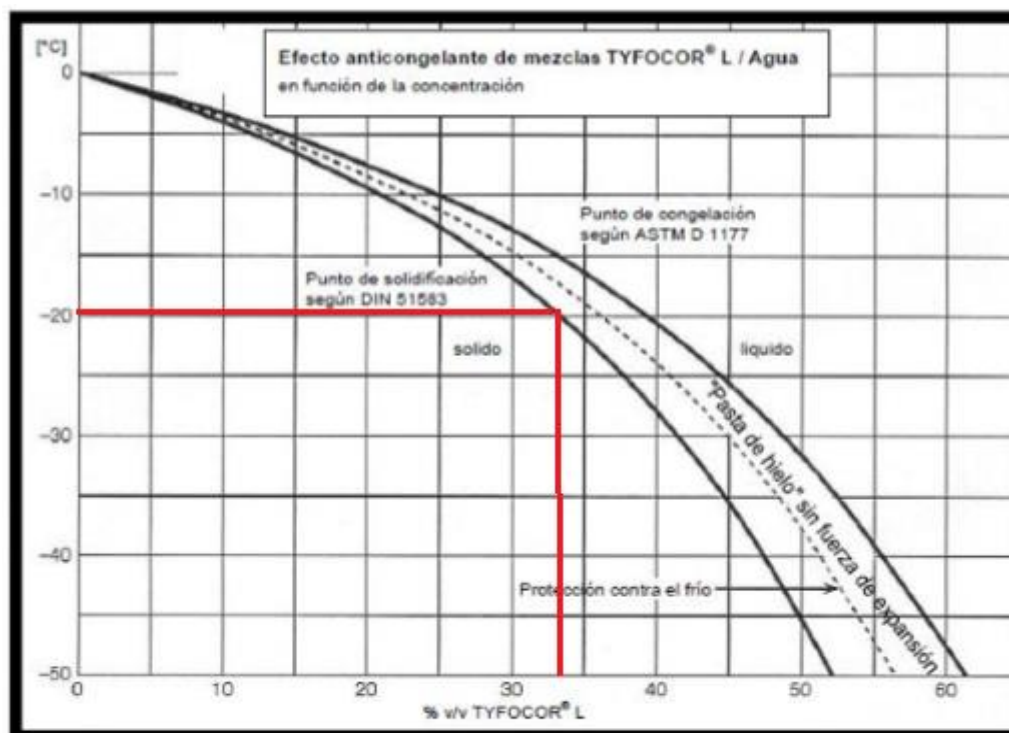


Figura 61. Porcentaje de propilenglicol en función de la temperatura de congelación [Ref. 50]

Entrando en la gráfica con una temperatura de congelación de $-19,4^{\circ}\text{C}$ obtenemos que el porcentaje de propilenglicol necesario es 34% de fracción en volumen según el fabricante Tyfocor [Ref. 50].

Para determinar las propiedades necesarias de la mezcla, usaremos el catálogo de “M.Conde Engineering” [Ref. 51], que establece unas ecuaciones que relacionan la concentración de propilenglicol con diversos parámetros como la temperatura de congelación, la densidad, el calor específico, la conductividad térmica, la viscosidad dinámica o el número de Prandtl.

Para el cálculo disponemos de una tabla que proporciona las constantes que dan lugar a los modelos matemáticos de las propiedades del fluido:

Parametros del propilenglicol para calcular las propiedades del fluido final:

Parámetro Orden (A)	P (kg/m ³)	Cp (kJ/kg*K)	k (W/m*K)	Pr	Tcong (K)
0	-	-	-	-	1
1	508,411	4,476	1,188	6,661	-0,037
2	-182,408	0,608	-1,491	-6,994	-0,4
3	965,765	0,714	-0,696	-18,551	-
4	280,291	-1,938	1,136	152,046	-
5	-472,225	0,478	0,067	14,477	-

Tabla 22. Constantes para calcular las propiedades de una disolución con un determinado porcentaje de propilenglicol [Ref. 51].

Concentración de propilenglicol:

$$T_{cong} = (A_{T0} + A_{T1} * \xi + A_{T2} * \xi^2) * 273K$$

$$-19.5^\circ C + 273K = 1 - 0.037 * \xi - 0.4 * \xi^2$$

$$\xi = 0.379$$

El porcentaje del anticongelante en agua es del 37.9%

Propiedades del fluido:

- Densidad

$$\rho = A_{\rho1} + A_{\rho2} * \xi + A_{\rho3} * \frac{273,15}{303,15} + A_{\rho4} * \xi \frac{273,15}{303,15} + A_{\rho5} * \left(\frac{273,15}{303,15}\right)^2 = 1022 \frac{kg}{m^3}$$

- Calor específico

$$Cp = A_{Cp1} + A_{Cp2} * \xi + A_{Cp3} * \frac{273,15}{303,15} + A_{Cp4} * \xi \frac{273,15}{303,15} + A_{Cp5} * \left(\frac{273,15}{303,15}\right)^2$$

$$= 3771 \frac{J}{kg * K}$$

- Conductividad térmica

$$k = A_{k1} + A_{k2} * \xi + A_{k3} * \frac{273,15}{303,15} + A_{k4} * \xi \frac{273,15}{303,15} + A_{k5} * \left(\frac{273,15}{303,15}\right)^2 = 0,431 \frac{W}{m * K}$$

4.2.1.3 Área de colectores necesaria y fracción solar sin pérdidas por el viento

Según el Código Técnico de la Edificación, si en la instalación deportiva se consumen un total de 4500 l/día y se encuentra en la zona climática del tipo IV (Toledo), se debe cubrir un 60% de la demanda anual [Ref. 36].

Comenzamos seleccionando de la marca de colectores solares Viessman, el modelo VITOSOL 200T cuyas características vienen descritas en el Anexo [Ref.52]

Para hallar el área de colectores necesaria se debe resolver un sistema de 7 ecuaciones con 7 incógnitas, donde se relacionan el área de colectores, la radiación exterior, las temperaturas exteriores y de los colectores, las propiedades del agua y el propilenglicol entre sí.

Las **7 ecuaciones** son las siguientes [Ref. 7]:

1) Balance de energía en los colectores

$$m_1 * Cp_{prop} * (T_{co} - T_{ci}) = I_T * A * [a_o - a_1 * \left(\frac{T_{ci} - T_o}{I_T}\right)]$$

Siendo: m_1 =Caudal que circula por los colectores que será el recomendado por el fabricante

Cp_{prop} =Calor específico proplienglicol= 3771 J/kg*K

I_T =Radiación equivalente=579 W/m² (Hallada en el apartado 3.5)

A=área de colectores (m²)

a_o =Coeficiente de rendimiento óptico del colector=0,793 [Ref. 52]

a_1 =Pérdidas por conducción y convección=4,04 W/m²*K [Ref. 52]

2) Balance de energía en el intercambiador

$$m_1 * C_{p_{prop}} * (T_{co} - T_{ci}) = m_2 * C_{p_{agua}} * (T_{ico} - T_{ici})$$

Siendo: m_2 =Caudal que circula por el intercambiador= m_1 (al tratarse de un intercambiador simétrico)

$C_{p_{agua}}$ =Calor específico agua= 4180 J/kg*K

3) Eficiencia intercambiador

$$\xi = \frac{m_2 * C_{p_{agua}} * (T_{ico} - T_{ici})}{C_{min} * (T_{ico} - T_{ici})}$$

Siendo: ξ =Eficiencia del intercambiador= 0.8 [Ref. 7]

$C_{min} = \min < m_1 * C_{p_{prop}}, m_2 * C_{p_{agua}} > = m_1 * C_{p_{prop}}$

4) Contribución solar mínima

$$f = \frac{(T_{cons} - T_{red})}{(T_{sum} - T_{red})}$$

Siendo: f=factor solar (debe ser mayor de 0,6 [Ref. 36])

T_{red} =Temperatura de red=14°C=287 K (hallada en el apartado 3.6)

T_{sum} =Temperatura de suministro=60°C= 333 K [Ref. 33]

5) Balance de energía en el depósito

$$m_{ag} * C_{p_{ag}} * (T_{ico} - T_{ici}) = m_{cons} * C_{p_{cons}} * (T_{cons} - T_{red})$$

Siendo: m_{cons} =Gasto másico de ACS consumido = $4500 \frac{l}{día} * \frac{1 día}{8.92 horas de sol} * \frac{1 h}{3600 s} = 0,14 \frac{kg}{s}$

$C_{p_{cons}}$ =Calor específico fluido de consumo, agua= 4180 J/kg*K

6) Grado de estratificación en el tanque

$$E_T = \frac{(T_{cons} - T_t)}{(T_{ico} - T_t)}$$

Siendo: E_T =Grado de estratificación del tanque=0,25 [Ref. 7]

7) Temperatura media en el tanque

$$T_t = \frac{(m_2 * T_{ico} + m_{cons} * T_{red})}{(m_2 + m_{cons})}$$

Y las **7 incógnitas** a resolver son:

T_{ci} =Temperatura de entrada del fluido en el colector (K)

T_{co} =Temperatura de salida del colector (K)

T_{ici} =Temperatura de entrada al intercambiador (K)

T_{ico} =Temperatura de salida del intercambiador (K)

T_{cons} =Temperatura de consumo (K)

T_t =Temperatura de estratificación del tanque (K)

A =Área de colectores (m^2)

Comenzamos la resolución del sistema obteniendo el gasto másico que circula a través de los colectores y el intercambiador utilizando una ecuación adicional y una primera aproximación del área de colectores que es la mitad de la afluencia de personas que se estima, del gasto másico que recomienda usar el fabricante, y de la contribución solar mínima que obliga el CTE:

$$A(1) = 0.5 \frac{m^2}{persona} * 300 personas = 150 m^2$$

$$m_{fabricante} = 30 \frac{l}{h * m^2} \quad [Ref. 52]$$

$$f_{mínima} = 0,6$$

$$\begin{aligned} m_1 = m_2 = m_{fabricante} * A(1) * \rho_{propilenglicol} &= 30 \frac{l}{h * m^2} * 150 m^2 * 1,022 \frac{kg}{l} \\ &= 1,2775 \frac{kg}{s} \end{aligned}$$

Este sistema de 7 ecuaciones con 7 incógnitas lo resolvemos introduciendo las ecuaciones en MATLAB, en una primera aproximación obtenemos los siguientes resultados:

	Tci	Tco	Tici	Tico	Tcons	Tt	A
K	315,42	318,78	313,78	316,81	314,6	313,86	45,81 m^2
°C	42,42	45,78	40,78	43,81	41,6	40,86	45,81 m^2

Tabla 23. Valores obtenidos por MATLAB en la primera aproximación

Hemos obtenido un área aproximada de colectores necesaria de 46,96 m^2 , viendo en las características del colector que la superficie de absorción de cada unidad de colector es 2,31 m^2 [Ref. 52] necesitaremos un total de 20 colectores a instalar:

$$n^o \text{ colectores} = \frac{45,81 m^2}{2,31 m^2} = 19,83 \text{ colectores} \approx 20 \text{ colectores}$$

$$A = 20 \text{ colectores} * 2,31 m^2 = 46,2 m^2$$

Ahora volvemos a resolver las ecuaciones pero con un gasto másico en los colectores y en el intercambiador de valor:

$$\begin{aligned} m_1 = m_2 = m_{fabricante} * A * \rho_{propilenglicol} &= 30 \frac{l}{h * m^2} * 46.2 m^2 * 1,022 \frac{kg}{l} \\ &= 0,3935 \frac{kg}{s} \end{aligned}$$

Resolviendo con MATLAB y estableciendo como dato de partida $A=46,2 \text{ m}^2$ y séptima incógnita la contribución solar mínima f , obtenemos los siguientes resultados:

	Tci	Tco	Tici	Tico	Tcons	Tt	f
K	315,6	326,09	312,3	322,25	315,31	312,99	0,6155
°C	42,6	53,1	39,3	49,2	42,3	40	61,55 %

Tabla 24. Valores obtenidos por MATLAB en la segunda aproximación

Hemos obtenido una contribución solar f del 61,55 % que es mayor que 60% por lo tanto cumplimos el requisito de contribución solar mínima del Código Técnico de la Edificación.

Se deberían por tanto instalar en la cubierta 20 colectores solares de la marca elegida en los cálculos, Viessman modelo Vitosol 200T [Ref. 52].

En el Anexo del proyecto viene el sistema de ecuaciones resuelto por MATLAB [Ref. 53]

4.2.1.3.1 Cálculo de la fracción solar en cada mes del año

Vamos a calcular ahora las fracciones solares en cada mes del año para hacer un estudio gráfico de como varia la contribución solar dependiendo del mes del año.

Para resolver este problema, en cada mes deberemos plantear el mismo sistema de 7 ecuaciones y 7 incógnitas que habíamos planteado para el cálculo de la contribución solar mínima anual, en la segunda aproximación (f séptima incógnita y $A=46,2 \text{ m}^2$).

Sin embargo los datos de temperatura exterior, horas de sol, radiación etcétera difieren en cada mes del año. Todos esos datos que dependen del mes ya los habíamos calculado en el apartado 3 del proyecto y son los siguientes:

Mes	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Tred (°C)	8	9	11	12	15	18	21	20	18	14	11	8
To(°C)	6,8	6	11,7	12,2	20,3	25	26,8	27,7	22	16,2	10,7	7,5
I' (W/m ²)	382,3	387	528	536	570	639,4	710	663	686	556	412,5	355,2
m cons (kg/s)	0,156	0,139	0,139	0,132	0,132	0,132	0,132	0,132	0,1389	0,1389	0,156	0,166

Tabla 25. Datos de temperatura de red, temperatura exterior media, radiación equivalente y consumo de ACS en cada mes del año.

Como hemos hecho para el estudio de la f anual, resolvemos los sistemas de ecuaciones con Matlab. En el Anexo vienen detalladas las soluciones de los sistemas de ecuaciones [Ref. 53].

Los resultados de las incógnitas de temperaturas y contribución solar de cada mes del año son las siguientes:

Mes	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Tci(°C)	24.2	26.6	36.1	38.5	44.5	51.3	57.1	54.6	51.4	43	28.7	22.4
Tco(°C)	31.4	33.5	46.1	48.4	55.5	63.8	71.1	67.6	64.6	54.5	36.6	29.3
Tici(°C)	22.4	24.8	33.6	36	41.7	48.2	54.4	51.4	48.1	40.1	26.7	20.7
Tico(°C)	28.9	31.1	42.6	45	51.6	59.4	66.4	63.1	60	50.5	33.9	26.9
Tcons(°C)	24.5	26.8	36.4	38.8	44.7	51.6	57.9	55	51.8	43.3	29	22.7
Tt(°C)	23	25.3	34.4	36.7	42.4	49.1	55	52.3	49.1	41	27.4	21.3
f(%)	31.7	34.9	51.9	55.8	66.1	80.1	94.5	87.5	80.5	63.8	34.6	28.2

Tabla 26. Datos de temperatura de red, temperatura exterior media, radiación equivalente y consumo de ACS en cada mes del año.

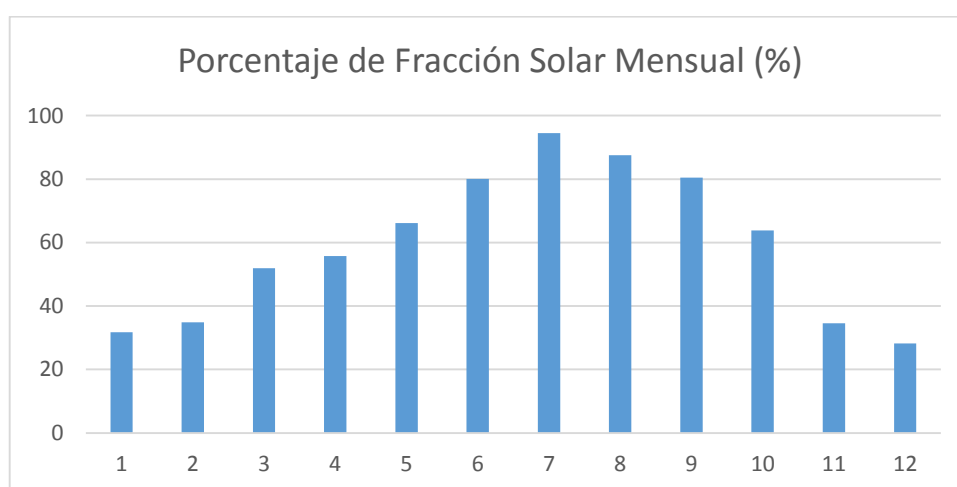


Figura 62. Contribución solar en cada mes del año.

A parte del requisito de la contribución solar mínima anual del 60%, también el Código Técnico de la Edificación obliga a cumplir con otros criterios a la hora de dimensionar una instalación de colectores solares: El dimensionado básico de una instalación, para cualquier aplicación, deberá realizarse de tal forma que en ningún mes del año la energía producida por la instalación solar supere el 110 % de la demanda de consumo y no más de tres meses seguidos el 100 %. [Ref. 36].

Como podemos comprobar en los resultados de la tabla y la gráfica, en ningún mes la fracción solar es mayor del 110% ni tampoco la fracción es mayor del 100% en 3 meses consecutivos, por tanto la instalación estaría bien dimensionada.

Como era de esperar, los meses de verano son los que tendremos una mayor contribución solar (f), por ello es de especial importancia el tanque de acumulación para hacer frente a la demanda de ACS en los meses de invierno donde la contribución solar resulta mucho menor. El sistema auxiliar en paralelo es el que entra en uso una vez se ha detectado que con la energía solar no es suficiente para abastecer la demanda. De esta forma, si la temperatura que se requiere es insuficiente, automáticamente se cambia al sistema auxiliar que pasa a cubrir toda la demanda. Este tipo de instalaciones es frecuente que sea usado en aplicaciones de calefacción, siendo imposible instalar el sistema en serie, ya que como el circuito de agua tiene que retornar, se estaría calentando el almacenamiento y con ello, disminuyendo el rendimiento de trabajo de los colectores solares.

4.2.1.4 Fracción solar considerando las pérdidas por el viento

4.2.1.4.1 Cálculo de pérdidas en los colectores

Velocidad del viento

Lo primero que necesitamos es la velocidad del viento. En la página web windfinder.com aparece el registro de la velocidad media de cada mes del año de la provincia de Toledo en kts (nudos) como unidades, aunque haciendo la transformación a m/s obtenemos los siguientes datos:

$$Velocidad\ del\ viento = 3,601 \frac{m}{s} [Ref. 54]$$

Esquema de resistencias térmicas en los colectores

Los colectores seleccionados presentan las siguientes características [Ref. 52]: Tubo de Cobre en forma de serpentín por el que va el fluido de diámetro interior 8 mm y espesor 2mm, carcasa aislante de vidrio de 5mm, embellecedores de Aluminio de 6 mm, y por último recubrimiento exterior de vidrio solar de 3,2 mm.

Por tanto el flujo de calor del fluido que atraviesa los tubos experimenta las siguientes resistencias térmicas:

- Resistencia térmica en el interior del serpentín de convección

$$R_1 = \frac{1}{h_{liq} * A'}$$

Siendo: A' = área equivalente de tubos = $\pi * D_i * L_{tubo} = \pi * 0.008\ m * 24\ m * 20\ colectores = 12,064\ m^2$
 D_i = Diámetro interior de los tubos del colector = 8 mm [Ref. 52]
 L_{tubo} = Longitud total de los tubos del colector = 20 colectores * 24 m (cada colector) [Ref. 52] = 480 m

- Resistencia térmica de conducción a través del tubo

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 * \pi * L_{tubos} * k_{Cu}}$$

Siendo: k_{Cu} = conductividad térmica Cobre = 385 W/m*K [Ref. 39]
 D_e = Diámetro exterior de los tubos del colector = 10 mm [Ref. 52]

- Resistencia térmica de conducción a través de la plancha de vidrio

$$R_3 = \frac{e_{plancha\ vidrio}}{k_{vidrio} * A}$$

Siendo: $e_{\text{plancha vidrio}}$ =espesor de la plancha de vidrio= 5 mm [Ref. 52]

k_{vidrio} = conductividad térmica del vidrio=0,8 W/m*K [Ref. 39]

A = área de colectores= 46,2 m² (Calculada en el apartado 4.2.1.3)

- Resistencia térmica de conducción a través de los embellecedores de Aluminio

$$R_4 = \frac{e_{\text{embellecedores de Al}}}{k_{\text{Al}} * A}$$

Siendo: $e_{\text{embellecedores de Al}}$ = espesor de los embellecedores de Aluminio=6 mm [Ref. 52]

k_{Al} = conductividad térmica del aluminio=209 W/m*K [Ref. 39]

- Resistencia térmica de conducción a través del vidrio solar

$$R_5 = \frac{e_{\text{recubrimiento vidrio solar}}}{k_{\text{vidrio solar}} * A}$$

Siendo: $e_{\text{vidrio solar}}$ =espesor del vidrio solar= 3,2 mm [Ref. 52]

$k_{\text{vidrio solar}}$ = conductividad térmica del vidrio solar=0,8 W/m*K [Ref. 39]

- Resistencia térmica exterior del colector de convección

$$R_6 = \frac{1}{h_{\text{aire}} * A}$$

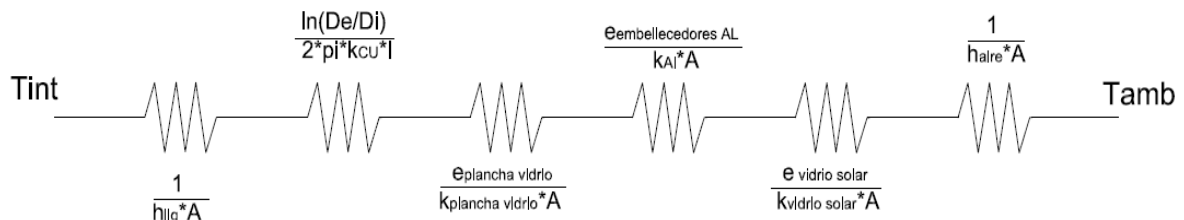


Figura 63. Esquema de resistencias térmicas en los colectores

Incógnitas: Ecuaciones y procedimiento de cálculo obtenido de los apuntes de la asignatura de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Ref. 55.

Para el cálculo de la primera resistencia debemos obtener el coeficiente de convección asociado h_{liq} :

Se trata de un problema de convección interna en sección circular:

$$Re = \frac{v * Lc}{\nu} = \frac{0,383 \frac{m}{s} * 0,008 m}{2,81 * 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 1094,4$$

Siendo: v =velocidad del fluido en el interior del tubo $= \frac{m}{\rho_{propilenglicol} \cdot A_{interna}} =$

$$\frac{0.3935 \frac{kg}{s}}{20 \text{ colectores} \cdot 1022 \frac{kg}{m^3} \cdot \frac{\pi \cdot 0.008^2 m^2}{4}} = 0.383 \text{ m/s}$$

L_c = longitud característica= diámetro interno= 8 mm

$$u' = \text{viscosidad del fluido} = \frac{\mu}{\rho} = \frac{Pr \cdot k}{\rho \cdot Cp} = \frac{25,127 \cdot 0.431 \frac{W}{mK}}{1022 \frac{kg}{m^3} \cdot 3771 \frac{J}{kgK}} = 2,81 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Como el número de Reynolds ha salido 1094,4 que es menor que 2300, tendremos un flujo laminar dentro de los tubos del colector.

Al tratarse de flujo interno en una sección circular y de carácter laminar, el número de Nusselt es 4,36 [Ref. 55]. Por lo que finalmente el coeficiente de convección queda:

$$h_{liq} = \frac{Nu \cdot k_{liq}}{L_c} = \frac{4,36 \cdot 0,431 \frac{W}{m \cdot K}}{0,008 m} = 234,9 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Por tanto la primera resistencia del esquema térmico será:

$$R_1 = \frac{1}{h_{liq} \cdot A'} = \frac{1}{234,9 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 12,064 m^2} = 3,529 \cdot 10^{-4} \frac{K}{W}$$

Para el cálculo de la segunda, tercera, cuarta y quinta resistencia tenemos ya todos los datos:

$$R_2 = \frac{\ln(\frac{D_e}{D_i})}{2 \cdot \pi \cdot l_{tubos} \cdot k_{Cu}} = \frac{\ln(\frac{0,01 m}{0,008 m})}{2 \cdot \pi \cdot 480 m \cdot 385 \frac{W}{m \cdot K}} = 1,922 \cdot 10^{-7} \frac{K}{W}$$

$$R_3 = \frac{e_{plancha vidrio}}{k_{vidrio} \cdot A} = \frac{0,005 m}{0,8 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 46,2 m^2} = 1,353 \cdot 10^{-4} \frac{K}{W}$$

$$R_4 = \frac{e_{embellecedores de Al}}{k_{Al} \cdot A} = \frac{0,006 m}{209 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 46,2 m^2} = 6,335 \cdot 10^{-7} \frac{K}{W}$$

$$R_5 = \frac{e_{recubrimiento vidrio solar}}{k_{vidrio solar} \cdot A} = \frac{0,0032 m}{0,8 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 46,2 m^2} = 8,658 \cdot 10^{-5} \frac{K}{W}$$

Por último para la sexta resistencia, debemos calcular también el coeficiente de convección asociado h_{aire} :

Se trata de un problema de convección forzada (debido a la presencia del viento) en una placa plana de flujo paralelo:

$$Re = \frac{v \cdot L_c}{u'} = \frac{3,601 \frac{m}{s} \cdot 21,12 m}{1,589 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}} = 4,785 \cdot 10^6$$

Siendo: v =velocidad del viento media anual 3,601 m/s

L_c = longitud característica= longitud colectores= 20 colectores*1,056 m =21,12 m

$$\nu' = \text{viscosidad del aire} = \frac{\mu}{\rho} = \frac{184,6 \cdot 10^{-7} \frac{N \cdot s}{m^2}}{1,1614 \frac{kg}{m^3}} = 1,589 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s} \text{ (Propiedades del aire a 300 K [Ref. 56])}$$

Como el número de Reynolds ha salido $4,785 \cdot 10^6$ que es mayor que $5 \cdot 10^5$, tendremos un flujo turbulento. Este flujo se vuelve turbulento a una longitud de:

$$L_c' = \frac{Re \cdot \nu'}{v} = \frac{4,785 \cdot 10^6 \cdot 1,589 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}}{3,601 \frac{m}{s}} = 2,21 \text{ m}$$

Al tratarse de flujo turbulento sobre una placa plana de flujo paralelo, el número de Nusselt será [Ref. 55]:

$$Nu = \left[0,037 \cdot Re^{\frac{4}{5}} - \left(0,037 \cdot Re_{crítico}^{\frac{4}{5}} - 0,664 \cdot Re_{crítico}^{\frac{1}{2}} \right) \right] \cdot Pr^{\frac{1}{3}} = 6500,45$$

Siendo: Re =Número de Reynolds= $4,785 \cdot 10^6$

$Re_{crítico}$ =Número de Reynolds crítico= $5 \cdot 10^5$

Pr =Número de Prandtl del aire a 300 K=0.707 [Ref. 56]

Y una vez calculado el número de Nusselt, el coeficiente de convección finalmente queda:

$$h_{aire} = \frac{Nu \cdot k_{aire}}{L_c} = \frac{6500,45 \cdot 0,0263 \frac{W}{m \cdot K}}{21,12 \text{ m}} = 8,095 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Por tanto la sexta resistencia del esquema térmico será:

$$R_6 = \frac{1}{h_{aire} \cdot A} = \frac{1}{8,095 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 46,2 \text{ m}^2} = 2,674 \cdot 10^{-3} \frac{K}{W}$$

Por tanto la **resistencia equivalente** del sistema será:

$$R_{equivalente} = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6 = 3,2496 \cdot 10^{-3} \frac{K}{W}$$

Y el coeficiente global de transferencia de calor:

$$U \cdot A = \frac{1}{R_{equivalente}} = 307,73 \frac{K}{W}$$

4.2.1.4.2 Cálculo de pérdidas en tuberías

Se distinguen en el sistema dos tipos de tuberías, las tuberías que dan con el exterior y las de interior (tubería discontinúa de la figura de abajo). En este cálculo únicamente nos deben preocupar las tuberías exteriores que son las que están en contacto con el viento.

Esquema de conexionado de los colectores en la cubierta:

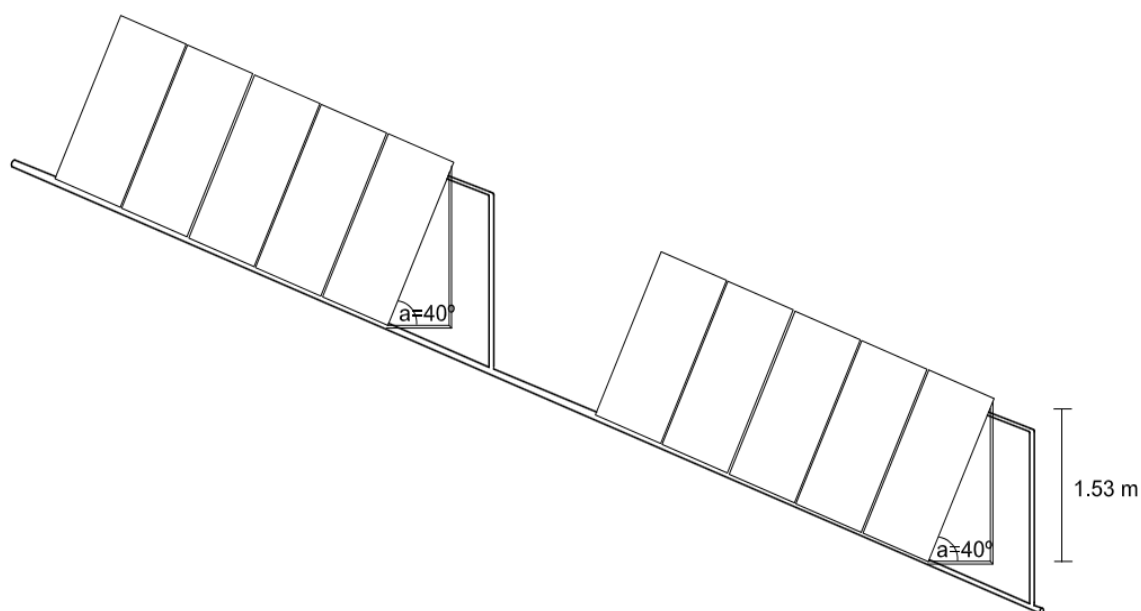
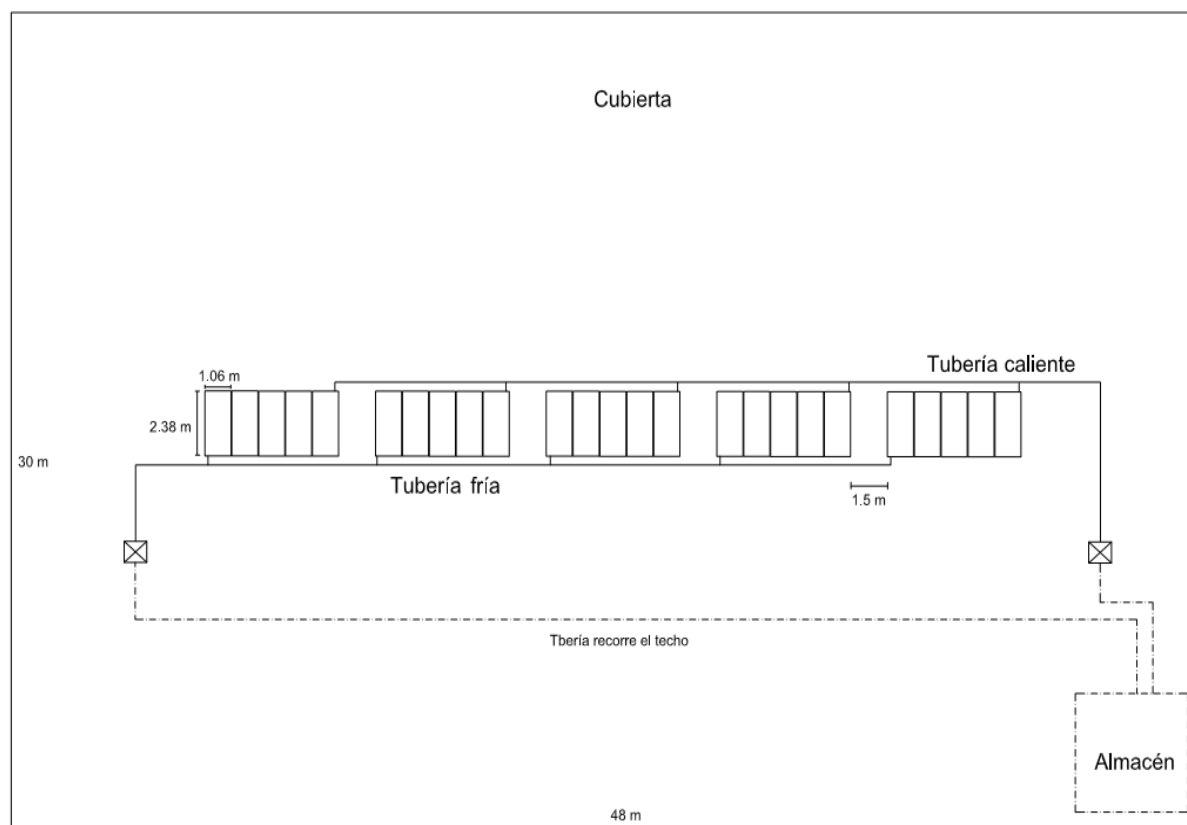


Figura 64. Vista de las diferentes tuberías en el conexionado de los colectores.

Esquema de resistencias térmicas en las tuberías exteriores

Dentro de la categoría de tuberías exteriores, distinguimos dos tipos, las tuberías exteriores calientes y frías como se ve en la figura de arriba.

Las tuberías exteriores están formadas por Cobre con un diámetro interno de 20 mm y un espesor de 4 mm [Ref. 32], y en adición un recubrimiento de material aislante de espesor 20 mm [Ref. 57]. Por tanto el esquema térmico del problema a calcular será:

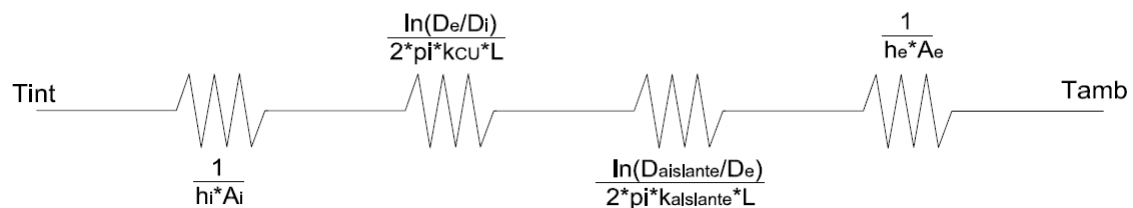


Figura 65. Esquema de resistencias térmicas en las tuberías exteriores

Con la ayuda de AUTOCAD, si medimos la longitud de las tuberías en nuestro diseño de los colectores sobre la cubierta obtenemos unas longitudes para la tubería fría y la tubería caliente de 24,06 m y 33,26 m respectivamente.

Propiedades del fluido:

Las propiedades físicas del propilenglicol cambian en función de la temperatura, por tanto deben ser calculadas de nuevo:

- Fluido frío: Temperatura=42,6°C =315,6 K (Temperatura del fluido a la entrada de los colectores, calculada en apartado 4.2.1.3)

Parametros del propilenglicol para calcular las propiedades del fluido final. Como habiamos calculado en el apartado 4.2.1.2 utilizamos las mismas ecuaciones que antes:

Propiedades del fluido: Las constantes se obtienen de Ref. 51

- Densidad

$$\rho = A_{\rho 1} + A_{\rho 2} * \xi + A_{\rho 3} * \frac{273,15}{315,6} + A_{\rho 4} * \xi \frac{273,15}{315,6} + A_{\rho 5} * \left(\frac{273,15}{315,6} \right)^2 = 1014,82 \frac{kg}{m^3}$$

- Calor específico

$$Cp = A_{Cp1} + A_{Cp2} * \xi + A_{Cp3} * \frac{273,15}{315,6} + A_{Cp4} * \xi \frac{273,15}{315,6} + A_{Cp5} * \left(\frac{273,15}{315,6} \right)^2 = 3781 \frac{J}{kg * K}$$

- Conductividad térmica

$$k = A_{k1} + A_{k2} * \xi + A_{k3} * \frac{273,15}{315,6} + A_{k4} * \xi \frac{273,15}{315,6} + A_{k5} * \left(\frac{273,15}{315,6} \right)^2 = 0,443 \frac{W}{m * K}$$

- Número de Prandtl

$$Pr = A_{Pr1} + A_{Pr2} * \xi + A_{Pr3} * \frac{273,15}{315,6} + A_{Pr4} * \xi \frac{273,15}{315,6} + A_{Pr5} * \left(\frac{273,15}{315,6} \right)^2$$

$$= 20,75 \frac{W}{m * K}$$

T (K)	ρ (kg/m ³)	Cp (J/kg*K)	K (W/m*K)	Pr
315,06	1014,82	3781	0,443	20,75

Tabla 27. Propiedades físicas del propilenglicol a través de la tubería fría

- Fluido caliente: 53,09°C = 326,09 K (Temperatura del fluido a la entrada de los colectores, calculada en apartado 4.2.1.3)

Propiedades del fluido: Las constantes se obtienen de Ref. 51

- Densidad

$$\rho = A_{\rho1} + A_{\rho2} * \xi + A_{\rho3} * \frac{273,15}{326,09} + A_{\rho4} * \xi \frac{273,15}{326,09} + A_{\rho5} * \left(\frac{273,15}{326,09} \right)^2 = 1005,77 \frac{kg}{m^3}$$

- Calor específico

$$Cp = A_{Cp1} + A_{Cp2} * \xi + A_{Cp3} * \frac{273,15}{326,09} + A_{Cp4} * \xi \frac{273,15}{326,09} + A_{Cp5} * \left(\frac{273,15}{326,09} \right)^2$$

$$= 3801 \frac{J}{kg * K}$$

- Conductividad térmica

$$k = A_{k1} + A_{k2} * \xi + A_{k3} * \frac{273,15}{326,09} + A_{k4} * \xi \frac{273,15}{326,09} + A_{k5} * \left(\frac{273,15}{326,09} \right)^2 = 0,448 \frac{W}{m * K}$$

- Número de Prandtl

$$Pr = A_{Pr1} + A_{Pr2} * \xi + A_{Pr3} * \frac{273,15}{326,09} + A_{Pr4} * \xi \frac{273,15}{326,09} + A_{Pr5} * \left(\frac{273,15}{326,09} \right)^2$$

$$= 14,81 \frac{W}{m * K}$$

T (K)	ρ (kg/m ³)	Cp (J/kg*K)	K (W/m*K)	Pr
326,09	1005,77	3801	0,448	14,81

Tabla 28. Propiedades físicas del propilenglicol a través de la tubería caliente

Cálculo de resistencias

- Resistencia térmica de convección en el interior de las tuberías

$$R_1 = \frac{1}{h_i * A_i}$$

Siendo: A_i =área equivalente de tubería interior= $\pi * D_i * L_{tubería}$

D_i = Diámetro interior de los tubos del colector= 20 mm [Ref. 32]

$L_{tubería}$ =Longitud de la tubería fría y caliente= 24,06 m y 33,26 m (respectivamente)

- Resistencia térmica de conducción a través de la capa de Cobre de las tuberías

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 * \pi * l_{tubería} * k_{Cu}}$$

Siendo: k_{Cu} =conductividad térmica Cobre=385 W/m*K [Ref. 39]

D_e = Diámetro exterior de los tubos del colector=24 mm [Ref. 32]

- Resistencia térmica de conducción a través de la capa aislante de las tuberías

$$R_3 = \frac{\ln\left(\frac{D_{aislante}}{D_e}\right)}{2 * \pi * l_{tubería} * k_{aislante}}$$

Siendo: $D_{aislante}$ = Diámetro total de la tubería con la capa de aislante=40 mm [Ref. 57]

$k_{aislante}$ =conductividad térmica del aislante (poliestireno de espuma)= 0,04 W/m*K [Ref. 57]

- Resistencia térmica de convección en el exterior de las tuberías

$$R_4 = \frac{1}{h_e * A_e}$$

Siendo: A_e =área equivalente de tubería exterior= $\pi * D_{aislante} * L_{tubería}$

Incógnitas: Ecuaciones y procedimiento de cálculo obtenido de los apuntes de la asignatura de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Ref. 55.

Cálculo de h_{liq} : Se trata de un problema de convección interna en sección circular.

- Tubería fría:

$$Re_{fría} = \frac{v_{fría} * L_c}{\nu'_{fría}} = \frac{1,234 \frac{m}{s} * 0,02 m}{2,396 * 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 10302,85$$

Siendo: $v_{fría}$ =velocidad del fluido en el interior de la tubería fría $= \frac{m}{\rho_{fría} * A_{interna}} =$

$$\frac{0,3935 \frac{kg}{s}}{1014,8 \frac{kg}{m^3} * \frac{\pi * 0,02^2 m^2}{4}} = 1,234 m/s$$



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

L_c = longitud característica= diámetro interno= 20 mm

$$u' = \text{viscosidad del fluido frío} = \frac{\mu}{\rho} = \frac{Pr * k}{\rho * Cp} = \frac{20,75 * 0,443 \frac{W}{mK}}{1014 \frac{kg}{m^3} * 3781 \frac{J}{kgK}} = 2,396 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Como el número de Reynolds ha salido 10302,85 tenemos un flujo interno de carácter turbulento totalmente desarrollado en una sección circular. Por tanto, el número de Nusselt es:

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} = 0,023 * 10302,85^{0,8} * 20,75^{0,4} = 218,63$$

Finalmente el coeficiente de convección en el interior de la tubería fría queda:

$$h_i = \frac{Nu * k_{fría}}{L_c} = \frac{218,63 * 0,443 \frac{W}{m * K}}{0,02 \text{ m}} = 9685,45 \frac{W}{m^2 * K}$$

- Tubería caliente:

$$Re_{caliente} = \frac{v_{caliente} * L_c}{u'_{caliente}} = \frac{1,245 \frac{m}{s} * 0,02 \text{ m}}{1,736 * 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 14397,26$$

$$\text{Siendo: } v_{caliente} = \text{velocidad del fluido en el interior de la tubería caliente} = \frac{m}{\rho_{caliente} * A_{intern}} = \frac{0,3935 \frac{kg}{s}}{1005,77 \frac{kg}{m^3} * \frac{\pi * 0,02^2 m^2}{4}} = 1,245 \text{ m/s}$$

L_c = longitud característica= diámetro interno= 20 mm

$$u' = \text{viscosidad del fluido caliente} = \frac{\mu}{\rho} = \frac{Pr * k}{\rho * Cp} = \frac{14,81 * 0,448 \frac{W}{mK}}{1005,77 \frac{kg}{m^3} * 3801 \frac{J}{kgK}} = 1,736 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Como el número de Reynolds ha salido 14397,26 tenemos también un flujo interno de carácter turbulento totalmente desarrollado en una sección circular. Por tanto, el número de Nusselt es:

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} = 0,023 * 14397,26^{0,8} * 14,81^{0,4} = 248,99$$

Finalmente el coeficiente de convección en el interior de la tubería fría queda:

$$h_i = \frac{Nu * k_{fría}}{L_c} = \frac{248,99 * 0,448 \frac{W}{m * K}}{0,02 \text{ m}} = 11154,81 \frac{W}{m^2 * K}$$

Por tanto, la primera resistencia para las tuberías frías y calientes es:

$$R_1 \text{ fría} = \frac{1}{h_{int \text{ fría}} * A_{fría}} = \frac{1}{9685,45 \frac{W}{m^2 * K} * (\pi * 24,06 \text{ m} * 0,02 \text{ m})} = 1,366 * 10^{-4} \frac{K}{W}$$

$$R_1 \text{ cal} = \frac{1}{h_{int \text{ cal}} * A_{cal}} = \frac{1}{11154,81 \frac{W}{m^2 * K} * (\pi * 33,26 \text{ m} * 0,02 \text{ m})} = 8,58 * 10^{-5} \frac{K}{W}$$

La segunda resistencia y la tercera resistencia para las tuberías frías y calientes quedan:

$$R_2 \text{ fría} = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 * \pi * l_{\text{tubería fría}} * k_{Cu}} = \frac{\ln\left(\frac{0,024}{0,02}\right)}{2 * \pi * 24,06 \text{ m} * 385 \frac{W}{m * K}} = 3,13 * 10^{-6} \frac{K}{W}$$

$$R_2 \text{ cal} = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 * \pi * l_{\text{tubería cal}} * k_{Cu}} = \frac{\ln\left(\frac{0,024}{0,02}\right)}{2 * \pi * 33,26 \text{ m} * 385 \frac{W}{m * K}} = 2,27 * 10^{-6} \frac{K}{W}$$

$$R_3 \text{ fría} = \frac{\ln\left(\frac{D_{\text{aislante}}}{D_e}\right)}{2 * \pi * l_{\text{tubería fría}} * k_{\text{aislante}}} = \frac{\ln\left(\frac{0,04}{0,024}\right)}{2 * \pi * 24,06 \text{ m} * 0,04 \frac{W}{m * K}} = 0,084 \frac{K}{W}$$

$$R_3 \text{ cal} = \frac{\ln\left(\frac{D_{\text{aislante}}}{D_e}\right)}{2 * \pi * l_{\text{tubería cal}} * k_{\text{aislante}}} = \frac{\ln\left(\frac{0,04}{0,024}\right)}{2 * \pi * 33,26 \text{ m} * 0,04 \frac{W}{m * K}} = 0,061 \frac{K}{W}$$

Cálculo de h_e : Se trata de un problema de convección exterior forzada

$$Re = \frac{v_{\text{viento}} * L_c}{\nu'_{\text{aire}}} = \frac{3,601 \frac{m}{s} * 0,04 \text{ m}}{1,589 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}} = 4531,09$$

Siendo: v_{viento} =velocidad del viento de media en el año = 3,601 m/s

L_c = longitud característica= diámetro externo de tubería= 40 mm

$$\nu' = \text{viscosidad del aire} = \frac{\mu}{\rho} = \frac{184,6 * 10^{-7} \frac{N * s}{m^2}}{1,1614 \frac{kg}{m^3}} = 1,589 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

Como el número de Reynolds ha salido 4531,09 tenemos un flujo laminar cruzado, por tanto, el número de Nusselt es:

$$Nu = C * Re^m * Pr^{\frac{1}{3}} = 0,193 * 4531,09^{0,618} * 0,707^{\frac{1}{3}} = 31,25$$

Siendo: $C=0,193$ y $m=0,618$ [Ref. 55]

Finalmente el coeficiente de convección en el exterior de las tuberías queda:

$$h_e = \frac{Nu * k_{\text{aire}}}{L_c} = \frac{31,25 * 0,0263 \frac{W}{m * K}}{0,04 \text{ m}} = 41,09 \frac{W}{m^2 * K}$$

Por tanto, cuarta resistencia para las tuberías frías y calientes es:

$$R_4 \text{ fría} = \frac{1}{h_e * A_{e \text{ fría}}} = \frac{1}{41,09 \frac{W}{m^2 * K} * (\pi * 24,06 \text{ m} * 0,04 \text{ m})} = 0,016 \frac{K}{W}$$

$$R_4 \text{ cal} = \frac{1}{h_e * A_{e \text{ cal}}} = \frac{1}{41,09 \frac{W}{m^2 * K} * (\pi * 33,26 \text{ m} * 0,04 \text{ m})} = 0,012 \frac{K}{W}$$

Para concluir el cálculo, las **resistencias térmicas equivalentes** a través de las tuberías frías y calientes son:

$$Req\ fría = R_1\ fría + R_2\ fría + R_3\ fría + R_4\ fría = 0,1001\ \frac{K}{W}$$

$$Req\ cal = R_1\ cal + R_2\ cal + R_3\ cal + R_4\ cal = 0,0731\ \frac{K}{W}$$

Y los coeficientes globales de transferencia de calor:

$$(U * A)fría = \frac{1}{Req\ fría} = \frac{1}{0,1001\ \frac{K}{W}} = 9,986\ \frac{W}{K}$$

$$(U * A)cal = \frac{1}{Req\ cal} = \frac{1}{0,0731\ \frac{K}{W}} = 13,68\ \frac{W}{K}$$

4.2.1.4.3 Cálculo de la fracción solar de media en el año

Si consideramos las pérdidas por el efecto del viento habrá que añadir dos ecuaciones más al sistema de ecuaciones que resolvimos en el apartado 4.2.1.3. El nuevo sistema a resolver por tanto será 9 ecuaciones con 9 incógnitas que son las siguientes:

- 1) Balance de energía en colectores considerando pérdida en colectores

$$\begin{aligned} m_1 * Cp_1 * (T_{Co1} - T_{Ci2}) \\ = I_T * A - \left[1 - \left(a_0 - \frac{(T_{Ci2} - T_o)}{I_T} \right) \right] * I_T * A - \left(\frac{1}{Req\ colectores} \right) \\ * \left[\frac{(T_{Co1} - T_o) - (T_{Ci2} - T_o)}{\ln\left(\frac{T_{Co1} - T_o}{T_{Co2} - T_o}\right)} \right] \end{aligned}$$

Siendo: Req colectores = Resistencia térmica equivalente que experimenta el fluido a través de los colectores = $3,2496 * 10^{-3}\ K/W$ (Calculada en el apartado 4.2.1.4.1)

- 2) Balance de energía en el intercambiador

$$m_1 * Cp_1 * (T_{Co2} - T_{Ci1}) = m_2 * Cp_2 * (T_{ico} - T_{ici})$$

- 3) Eficiencia intercambiador

$$\xi = \frac{Cp_2 * (T_{ico} - T_{ici})}{Cp_1 * (T_{co2} - T_{ici})}$$

- 4) Balance de energía del circuito secundario

$$m_2 * (T_{ico} - T_{ici}) = m_{cons} * (T_{cons} - T_{red})$$

5) Fracción solar

$$f = \frac{T_{cons} - T_{red}}{T_{sum} - T_{red}}$$

6) Grado de estratificación

$$E_T = \frac{T_{cons} - T_t}{T_{ico} - T_t}$$

7) Temperatura de estratificación

$$T_t = \frac{m_2 * T_{ico} + m_{cons} * T_{red}}{m_2 - m_{cons}}$$

8) Balance de energía en la tubería caliente

$$m_1 * C_{p1} * (T_{co1} - T_{co2}) = \frac{1}{Req_{tub\ cal}} * \left[\frac{(T_{co1} - T_o) - (T_{co2} - T_o)}{\ln\left(\frac{T_{ci1} - T_o}{T_{ci2} - T_o}\right)} \right]$$

Siendo: Req tub cal= Resistencia térmica equivalente que experimenta el fluido a través de la tubería caliente= 0,0731 K/W (Calculada en el apartado 4.2.1.4.2)

9) Balance de energía en la tubería fría

$$m_1 * C_{p1} * (T_{ci1} - T_{ci2}) = \frac{1}{Req_{tub\ fría}} * \left[\frac{(T_{ci1} - T_o) - (T_{ci2} - T_o)}{\ln\left(\frac{T_{ci1} - T_o}{T_{ci2} - T_o}\right)} \right]$$

Siendo: Req tub fría= Resistencia térmica equivalente que experimenta el fluido a través de la tubería fría= 0,1001 K/W (Calculada en el apartado 4.2.1.4.2)

Y las 9 incógnitas:

T_{ci1} =Temperatura de entrada del fluido en el colector (K)

T_{ci2} =Temperatura de entrada del fluido en el colector considerando las pérdidas (K)

T_{co1} =Temperatura de salida del colector (K)

T_{co2} =Temperatura de salida del colector considerando las pérdidas (K)

T_{ici} =Temperatura de entrada al intercambiador (K)

T_{ico} =Temperatura de salida del intercambiador (K)

T_{cons} =Temperatura de consumo (K)

T_t =Temperatura de estratificación del tanque (K)

f = Fracción solar

Siendo los siguientes datos fijos a todos los meses del año:

m1=m2 (kg/s)	Cp propileno (J/kg*K)	Cp agua (J/kg*K)	ρ propileno (kg/m3)	ρ agua (kg/m3)	Tsum (K)	A (m2)
0,3935	3771	4180	1022	1000	333	46,2

Tabla 29. Datos constantes en todos los meses del año a introducir en el sistema de ecuaciones



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

Y con los siguientes datos adicionales que son los medios del año podremos resolver el sistema de ecuaciones:

To (K)	Tred (K)	I_r (W/m ²)	m cons (kg/s)
289	287	579,53	0.14

Tabla 30. Datos variantes en todos los meses del año a introducir en el sistema de ecuaciones

Para resolver este sistema de ecuaciones utilizamos la función de MATLAB “lsqnonlin” [Ref. 58] que es capaz de resolver sistemas de ecuaciones que no son lineales como en nuestro caso que al introducir las ecuaciones por pérdidas debidas al efecto del viento aparecen logaritmos que dificultan la resolución de las ecuaciones:

	Tci1	Tci2	Tco1	Tco2	Tci	Tico	Tcons	Tt	f
K	319	318,9	321,8	322,6	317,9	321,6	314,6	312,8	0,6006
°C	46	45,9	49,8	49,6	44,9	48,6	41,6	39,8	60,06 %

Tabla 31. Valores obtenidos por MATLAB de media anual considerando pérdidas por viento

Hemos obtenido una contribución solar f del 60,06 % que es mayor que 60% por lo tanto cumplimos el requisito de contribución solar mínima del Código Técnico de la Edificación. Obsérvese también que la contribución solar considerando las pérdidas por viento resulta algo menor que la contribución solar calculada sin pérdidas por viento.

4.2.1.4.4 Cálculo de la fracción solar en cada mes del año

Las pérdidas en cada mes del año difieren unas de otras debido a que la velocidad del viento es diferente según cada mes del año. A continuación se muestra una tabla en la que se recogen los datos de las velocidades del viento que se registraron de media en los meses de la provincia de Toledo [Ref. 54]:

Mes	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Velocidad del viento (m/s)	3,087	3,601	4,116	4,116	3,06	3,06	3,06	4,116	3,06	2,572	3,06	3,06

Tabla 32. Datos de la velocidad del viento media registrada en cada mes [Ref. 54].

Como cambia la velocidad del viento las únicas resistencias que cambian en función de los meses es la resistencia final de convección exterior. Tanto para los colectores como para las tuberías exteriores la resistencia de convección interior y las resistencias de conducción no varían debido a que el fluido es el mismo.

Mes	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
R6	0,00307	0,00267	0,00237	0,00237	0,00267	0,00267	0,00267	0,00237	0,00267	0,00363	0,00267	0,00267
R4 fría	0,0177	0,016	0,0148	0,0148	0,016	0,016	0,016	0,0148	0,016	0,0198	0,016	0,016
R4 cal	0,0128	0,012	0,01072	0,01072	0,012	0,012	0,012	0,01072	0,012	0,0143	0,012	0,012
Requivalente colector (K/W)	0,00365	0,00325	0,00295	0,00295	0,00325	0,00325	0,00325	0,00295	0,00325	0,00421	0,00325	0,00325
Requivalente tubería fría (K/W)	0,1018	0,1001	0,0989	0,0989	0,1001	0,1001	0,1001	0,0989	0,1001	0,1039	0,1001	0,1001
Requivalente tubería caliente (K/W)	0,0128	0,0731	0,0718	0,0718	0,0731	0,0731	0,0731	0,0718	0,0731	0,0754	0,0731	0,0731

Tabla 33. Pérdidas en colector y tuberías exteriores en cada mes del año.

Una vez que tenemos las pérdidas por el viento, podemos resolver el sistema de 9 ecuaciones y 9 incógnitas con los siguientes datos que dependen del mes del año y son diferentes respecto del cálculo anterior para halla la f anual:

Mes	To (°C)	Tred (°C)	I _T (W/m ²)	m cons (kg/s)
Enero	6,8	8	382,3	0,15625
Febrero	6	9	387	0,1389
Marzo	11,7	11	528	0,1389
Abril	12,2	12	536	0,13158
Mayo	20,3	15	570	0,13158
Junio	25	18	639,4	0,13158
Julio	26,8	21	710	0,13158
Agosto	27,7	20	663	0,13158
Septiembre	22	18	686	0,1389
Octubre	16,2	14	556	0,1389
Noviembre	10,7	11	412,5	0,15625
Diciembre	7,5	8	355,2	0,1667

Tabla 34. Datos variantes en todos los meses del año a introducir en el sistema de ecuaciones

Resolviendo con la función “lsqnonlin” [Ref. 58] de MATLAB para cada mes obtenemos los resultados detallados en la tabla de a continuación:

Mes	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Tci1 (°C)	26,3	29,4	38,2	45	48,1	55,3	60,8	59,3	54,8	47	32,3	24,6
Tci2 (°C)	26,2	29,3	38	44,8	47,9	55,2	60,6	59,1	54,6	46,8	32,2	24,5
Tco1 (°C)	29,4	30,9	41,3	46,3	52,3	60,4	66,3	63,8	60,1	51,5	35	27,3
Tco2 (°C)	29,1	30,7	41,1	46,1	52	60,1	66	63,5	59,8	51,2	34,7	27,1
Tici (°C)	23,1	25,8	35	43,3	46,7	53,8	61,8	57,9	55,3	45,5	30,7	23,7
Tico (°C)	28,4	30,7	42,2	45,1	50,9	58,7	66,9	62,4	60,3	49,9	33,4	26,4
Tcons (°C)	22,7	24,6	33,6	38,3	43,8	50,8	57,1	53,9	50,9	42,6	27,9	22
Tt(°C)	22,9	25,1	33,8	36,5	41,8	48,6	54,3	51,6	48,3	40,6	26,4	20,8
f(%)	28,4	30,7	48,2	54,9	64	78,1	92,5	84,9	78,5	62,2	34,5	26,9

Tabla 35. Valores obtenidos por MATLAB de media anual considerando pérdidas por viento

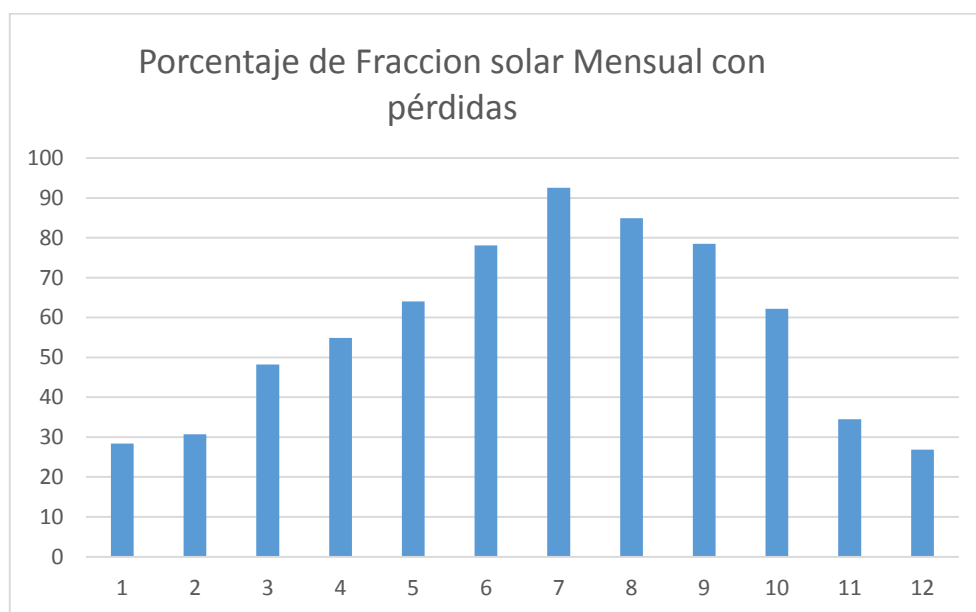


Figura 66. Contribución solar en cada mes del año considerando las pérdidas por viento.

Igual que en el caso en el que no considerábamos las pérdidas por viento, en este caso aparte del requisito de la contribución solar mínima anual del 60%, tampoco se supera el 110 % de la demanda de consumo en ningún mes y no más de tres meses seguidos el 100 %. [Ref. 36].

Como podemos comprobar en los resultados de la tabla y la gráfica, en ningún mes la fracción solar es mayor del 110% ni tampoco la fracción es mayor del 100% en 3 meses consecutivos, por tanto la instalación estaría bien dimensionada.

4.2.1.5 Comparativa de la fracción solar mes a mes con pérdidas y sin pérdidas por efecto del viento

A continuación se muestra una gráfica comparativa mostrando la contribución solar de cada en los casos de considerar o no las pérdidas por viento:

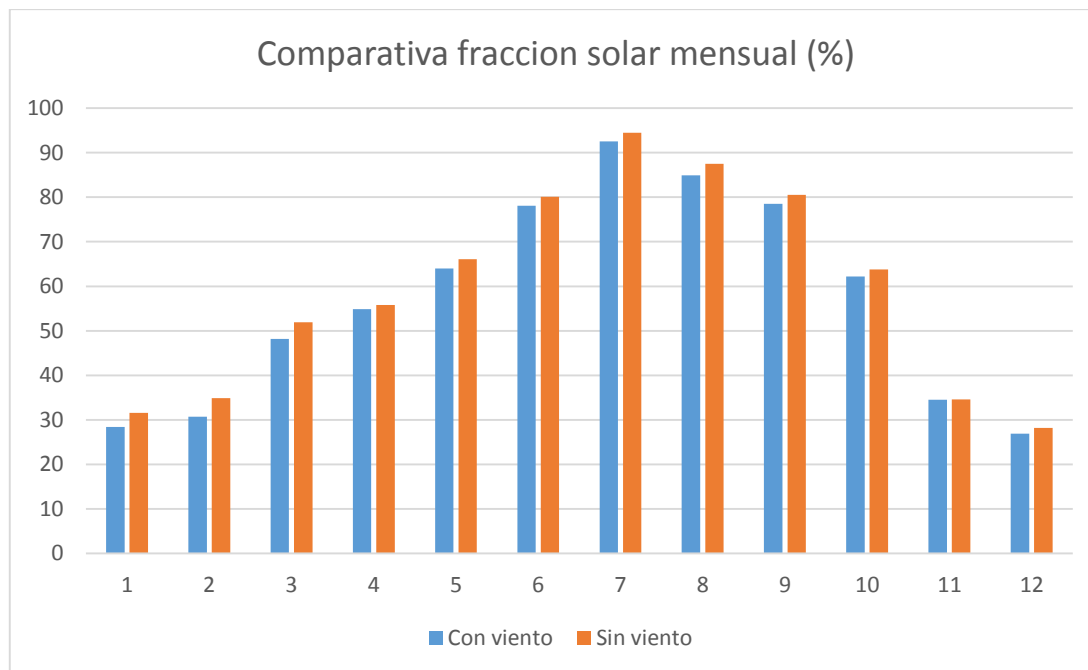


Figura 67. Gráfica comparando los valores de f en los dos casos calculados.

Observando la gráfica cabe señalar que la fracción solar recibida es menor al tener en cuenta las pérdidas por viento como cabía esperar. Aunque esta diferencia no es del todo significativa debida a que la cantidad de colectores y la longitud de las tuberías que quedan expuestas al viento no es excesivamente grande por lo que no hemos necesitado aumentar el área de colectores del primer cálculo en el que no tuvimos en cuenta el viento.

4.2.1.6 Selección del intercambiador de calor

Como hemos explicado en el apartado 2.1.2.3 el intercambiador de calor es el encargado de transmitir el calor generado por los colectores en el circuito primario al tanque de almacenamiento del circuito secundario.

Utilizamos un intercambiador de calor de placas a contracorriente y de flujo simétrico (mismo caudal para ambos circuitos, $m_1=m_2$).

Las temperaturas de trabajo y de diseño son las siguientes: (Temperaturas obtenidas en el apartado 4.2.1.4.3)

- Circuito caliente: $T_{CO2}=49,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $T_{CI1}=46\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Circuito frío: $T_{ICO}=48,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $T_{ICI}=44,9\text{ }^{\circ}\text{C}$

Con estos datos de temperatura obtenemos la temperatura media logarítmica:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{CO2} - T_{ICO}) - (T_{CI1} - T_{ICI})}{\ln \frac{(T_{CO2} - T_{ICO})}{(T_{CI1} - T_{ICI})}} = \frac{(49,6^{\circ}C - 48,6^{\circ}C) - (46^{\circ}C - 44,9^{\circ}C)}{\ln \frac{(49,6^{\circ}C - 48,6^{\circ}C)}{(46^{\circ}C - 44,9^{\circ}C)}} = 1,049 K$$

Y el calor de los fluidos de los circuitos caliente y frío:

$$\begin{aligned} Q_1(\text{propileno}) &= m_1 * C_{p\text{propileno}} * (T_{CO2} - T_{CI1}) \\ &= 0,3935 \frac{kg}{s} * 3771 \frac{J}{kg * K} * (49,6^{\circ}C - 46^{\circ}C) = 5,5 kW \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_2(\text{agua}) &= m_2 * C_{p\text{agua}} * (T_{ICO} - T_{ICI}) = 0,3935 \frac{kg}{s} * 4180 \frac{J}{kg * K} * (48,6^{\circ}C - 44,9^{\circ}C) \\ &= 6 kW \end{aligned}$$

El intercambiador elegido para el sistema de ACS es el modelo NB-76 (Nickel brazed plate heat exchanger). Debemos por tanto ahora hallar el número de placas necesarias para cumplir con los requisitos de temperaturas:

Las características físicas de este modelo de intercambiador son las siguientes: [Ref. 59]

$$A = h_e = 0,519 m$$

$$a_e = 0,18 m$$

$$a_{canal} = 3 * 10^{-3} m$$

$$c = 0,618 m$$

$$d = 0,191 m$$

Comenzamos el cálculo del número de placas necesarias calculando el coeficiente de convección del propileno en el interior del intercambiador: (Fórmulas obtenidas de [Ref. 55])

$$NTU = \frac{\ln(\frac{1 + Cr * \epsilon}{1 - \epsilon})}{1 - Cr} = \frac{\ln(\frac{1 + 0,902 * 0,795}{1 - 0,795})}{1 - 0,902} = 2,825$$

$$\text{Siendo: } Cr = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{m_1 * C_{p\text{propileno}}}{m_2 * C_{p\text{agua}}} = \frac{0,3935 \frac{kg}{s} * 3771 \frac{J}{kg * K}}{0,3935 \frac{kg}{s} * 4180 \frac{J}{kg * K}} = 0,902$$

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{q}{q_{max}} = \frac{m_1 * C_{p\text{propileno}} * (T_{CO2} - T_{CI1})}{m_2 * C_{p\text{agua}} * (T_{CO2} - T_{ICI})} \\ &= \frac{0,3935 \frac{kg}{s} * 3771 \frac{J}{kg * K} * (49,6^{\circ}C - 46^{\circ}C)}{0,3935 \frac{kg}{s} * 4180 \frac{J}{kg * K} * (49,6^{\circ}C - 44,9^{\circ}C)} = 0,795 \end{aligned}$$

Por otro lado:

$$U * A = \frac{1}{Re_f}; \quad U = \frac{1}{\frac{1}{hf} + \frac{1}{hc} + \frac{e}{k_{AC}}}$$

- $1/hf$: convección fluido frío, agua

$$Re_f = \frac{\rho_f * v_f * L_c}{\mu_f} = \frac{1000 \left(\frac{kg}{m^3} \right) * \frac{1,4574}{n+1} \left(\frac{m}{s} \right) * 6 * 10^{-3} m}{10^{-3} \frac{kg}{s * m}} = \frac{8744,4}{n+1}$$

$$\text{Siendo: } L_c = \frac{4 * S_{canal}}{p_{canal}} = \frac{4 * 5,4 * 10^{-4} m^2}{0,366 m} = 6 * 10^{-3} m$$

$$S_{canal} = a_{canal} * a_e = 3 * 10^{-3} m * 0,18 m = 5,4 * 10^{-4} m^2$$

$$p_{canal} = \text{paso} = 2 * (a_{canal} + a_e) = 2 * (3 * 10^{-3} m + 0,18 m) = 0,366 m$$

$$v_f = \frac{m_1}{\rho_f * S_T} = \frac{0,3935 \frac{kg}{s}}{1000 \frac{kg}{m^3} * 2,7 * 10^{-4} * (n+1)} = \frac{1,4574}{n+1}$$

$$S_T = \left(\frac{n+1}{2} \right) * a_{canal} * a_e = 2,7 * 10^{-4} * (n+1) \quad (n = \text{número de placas})$$

El número de Nusselt es, considerando convección interna laminar en sección circular:

$$Nu = 0,4 * Re_f^{0,64} * Pr_f^{0,4} = 0,4 * \left(\frac{8744,4}{n+1} \right)^{0,64} * 7^{0,4} = \frac{290,27}{(n+1)^{0,64}}$$

Y el coeficiente de convección h_f queda:

$$h_f = \frac{Nu * k_f}{L_c} = \frac{\frac{290,27}{(n+1)^{0,64}} * 0,58 \frac{W}{m * K}}{6 * 10^{-3} m} = \frac{28059,71}{(n+1)^{0,64}} \frac{W}{m^2 * K}$$

- $1/hc$: convección fluido caliente, propileno

$$Re_c = \frac{\rho_c * v_c * L_c}{\mu_c} = \frac{1015 \left(\frac{kg}{m^3} \right) * \frac{1,4358}{n+1} \left(\frac{m}{s} \right) * 6 * 10^{-3} m}{2,869 * 10^{-3} \frac{kg}{s * m}} = \frac{3047,76}{n+1}$$

$$\text{Siendo: } v_f = \frac{m_1}{\rho_c * S_T} = \frac{0,3935 \frac{kg}{s}}{1015 \frac{kg}{m^3} * 2,7 * 10^{-4} * (n+1)} = \frac{1,4358}{n+1}$$

El número de Nusselt es, considerando convección interna laminar en sección circular:

$$Nu = 0,4 * Re_c^{0,64} * Pr_c^{0,4} = 0,4 * \left(\frac{3047,76}{n+1} \right)^{0,64} * 20,75^{0,4} = \frac{228,36}{(n+1)^{0,64}}$$

Y el coeficiente de convección h_c queda:

$$h_c = \frac{Nu * k_c}{L_c} = \frac{\frac{228,36}{(n+1)^{0,64}} * 0,442 \frac{W}{m * K}}{6 * 10^{-3} m} = \frac{16822,32}{(n+1)^{0,64}} \frac{W}{m^2 * K}$$

- e/k_{AC} : conducción a través de los tubos del intercambiador

Siendo: e : espesor tubos = $6 \cdot 10^{-4}$ m

k_{AC} = conductividad térmica acero = $15 \frac{W}{m \cdot K}$ [Ref. 39]

$$\frac{e}{k_{AC}} = \frac{6 \cdot 10^{-4} \text{ m}}{15 \frac{W}{m \cdot K}} = 4 \cdot 10^{-5} \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

Finalmente el coeficiente de transferencia de calor queda:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\frac{28059,71}{(n+1)^{0,64}} \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \frac{1}{\frac{16822,32}{(n+1)^{0,64}} \frac{W}{m^2 \cdot K}} + 4 \cdot 10^{-5} \frac{m^2 \cdot K}{W}}$$

$$= \frac{1}{9,5083 \cdot 10^{-5} \cdot (n+1)^{0,64} + 4 \cdot 10^{-5}} \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Y con la ecuación anterior de:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}};$$

$$; 2,825 = \frac{\left[\frac{1}{9,5083 \cdot 10^{-5} \cdot (n+1)^{0,64} + 4 \cdot 10^{-5}} \right] \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot [0,093 \cdot n] m^2}{0,3935 \frac{kg}{s} \cdot 3771 \frac{J}{kg \cdot K}};$$

$$; n \approx 63 \text{ placas}$$

Por tanto, el intercambiador de calor consiste en el modelo NB76 con un total de 63 placas de acero inoxidable AISI316.

4.2.1.7 Selección de la bomba de circulación

Como hemos explicado en el apartado 2.1.2.4, la bomba de circulación es la encargada de transportar el fluido con el calor generado en el colector hasta el intercambiador de calor y del intercambiador al tanque de almacenamiento del subsistema de acumulación.

Las bombas deben vencer la diferencia de presiones entre la aspiración y la impulsión (altura manométrica):

$$W_p = \frac{m \cdot \Delta P_{bomba}}{\rho \cdot \eta}$$

Siendo: m =flujo másico fluido= 0,3935 kg/s

ΔP_{bomba} = pérdida de presión sufrida por la bomba

ρ = densidad del fluido= 1014,82 kg/m³

η = rendimiento de la bomba= 0,5 [Ref. 60]

Calculamos la pérdida de presión sufrida por la bomba del sistema de ACS:

$$\Delta P_{bomba} = \Delta P_{colectores} + \Delta P_{intercambiador} + \Delta P_{tuberías}$$

- Pérdida de carga en los colectores

$$\Delta P_{colectores} = 260 \text{ Pa (Valor de referencia estandar de pérdida en los colectores)}$$

- Pérdida de carga intercambiador de calor

$$\Delta P_{intercambiador} = 4 * f * \frac{L}{l_c} * \frac{\rho * v_{canal}^2}{2} \text{ [Ref. 61]}$$

Siendo: L= he del intercambiador= 0,519 m [Ref. 59]

lc=longitud característica= 2*a_{canal}= 2*0,003 m= 6*10⁻³ m [Ref. 59]

$$v_{canal} = \text{velocidad del fluido} = \frac{m}{\rho * S_{canal}} = \frac{0,3935 \frac{kg}{s}}{1014,82 \frac{kg}{m^3} * 0,00027(63 \text{ placas} + 1) m^2} = 0,0224 \frac{m}{s}$$

f= factor de fricción: se calcula a partir del número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho * v_c * L_c}{\mu_c} = \frac{1014,82 \frac{kg}{m^3} * 0,0224 \frac{m}{s} * 0,006 m}{2,869 * 10^{-3} \frac{N * s}{m^2}} = 47,62$$

$$f = C * Re^m \text{ [Ref. 61]}$$

Re	C	M
Re<10	17	-1
10<Re<101	6,29	-0,57
101<Re<855	1,141	-0,2
Re>855	0,581	-0,1

Tabla 36. Constantes para obtener el factor de fricción en función del Reynolds. [Ref. 61]

Como el número de Reynolds obtenido es 47,62 tendremos como valores de C y m, 6,29 y -0,57 respectivamente:

$$f = C * Re^m = 6,29 * 47,62^{-0,57} = 0,695$$

Podemos ya por tanto calcular la pérdida de carga debida al intercambiador de calor:

$$\Delta P_{intercambiador} = 4 * f * \frac{L}{l_c} * \frac{\rho * v_{canal}^2}{2}$$

$$= 4 * 0,695 * \frac{0,519 m}{0,006 m} * \frac{1014,82 \frac{kg}{m^3} * 0,0224^2 \left(\frac{m}{s}\right)^2}{2} = 61,22 \text{ Pa}$$

- Pérdida de carga tuberías

$$\Delta P_{tuberías} = 0,5 * \rho * v^2 * \left(\left(f * \frac{L_{tub}}{D_i} \right) + k_{perdidas} \right) \text{ [Ref. 61]}$$

Siendo: L_{tub} =longitud tubería= $L_{tub\ caliente} + L_{tub\ fría} = 33,26\ m + 24,06\ m = 57,32\ m$
 D_i = diámetro interior tubería= 20 mm

$$v = \text{velocidad del fluido} = \frac{m}{\rho \cdot \pi \cdot \frac{D_i^2}{4}} = \frac{0,3935 \frac{kg}{s}}{1014,82 \frac{kg}{m^3} \cdot \pi \cdot \frac{(0,02\ m)^2}{4}} = 1,234 \frac{m}{s}$$

L_{tub} =longitud tubería= $L_{tub\ caliente} + L_{tub\ fría} = 33,26\ m + 24,06\ m = 57,32\ m$

f = factor de fricción: se calcula a partir del número de Reynolds y de la rugosidad relativa mediante las curvas del diagrama de Moody [Ref. 62].

Tenemos que el coeficiente de rugosidad absoluto (ϵ) del Cu es 0,0015 mm [Ref. 62] por lo que:

$$k = \frac{\epsilon_{Cu}}{D_i} = \frac{0,0015\ mm}{20\ mm} = 7,5 \cdot 10^{-5}$$

Y el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_i}{\mu} = \frac{1014,82 \frac{kg}{m^3} \cdot 1,234 \frac{m}{s} \cdot 0,02\ m}{2,869 \cdot 10^{-3} \frac{N \cdot s}{m^2}} = 8731,6$$

Finalmente entrando en el diagrama de Moody con los valores de Re y k obtenemos f :

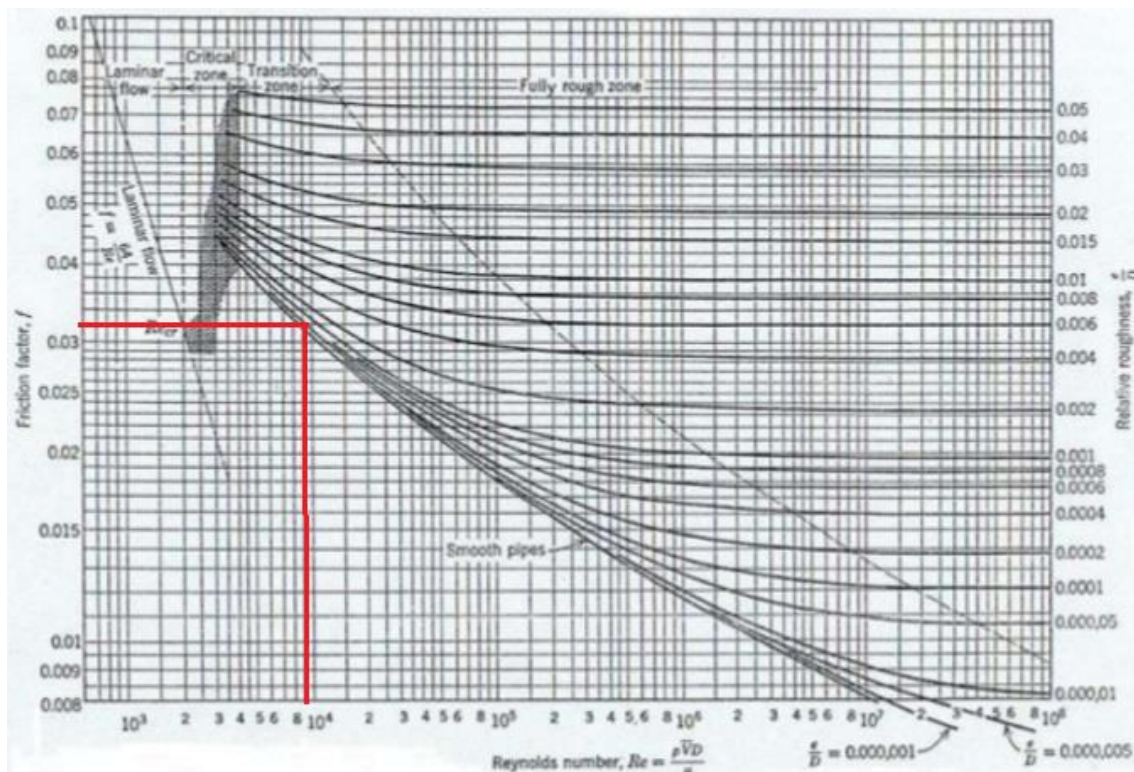


Figura 68. Diagrama de Moody. [Ref. 62]

$$f \approx 0,032$$

$k_{perdidas}$ = coeficiente asociado a las pérdidas de carga debidas a entradas o salidas de tuberías, ensanchamientos, contracciones, curvas, codos, válvulas etcétera.

En este cálculo hemos considerado únicamente los codos del sistema de circulación: Según nuestro diseño de la red de tuberías contamos un total de 8 codos a 90º, considerando una pérdida de 1,2 por cada codo [Ref. 61] obtenemos:

$$k_{perdidas} = 8 \text{ codos} * 1,2 = 9,6$$

Ya podemos por tanto calcular la pérdida de carga experimentada por la bomba debida a la red de tuberías:

$$\begin{aligned} \Delta P_{tuberías} &= 0,5 * \rho * v^2 * \left(\left(f * \frac{L_{tub}}{D_i} \right) + k_{perdidas} \right) \\ &= 0,5 * 1014,82 \frac{kg}{m^3} * \left(1,234 \frac{m}{s} \right)^2 * \left(\left(\frac{0,032 * 57,32 \text{ m}}{0,02 \text{ m}} \right) + 9,6 \right) = 78280 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Ya podemos por tanto calcular la pérdida de carga total experimentada por la bomba de circulación:

$$\begin{aligned} \Delta P_{bomba} &= \Delta P_{colectores} + \Delta P_{intercambiador} + \Delta P_{tuberías} = 260 \text{ Pa} + 61,22 \text{ Pa} + 78280 \text{ Pa} \\ &= 78600 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Por lo que la bomba requiere tener una potencia de:

$$W_p = \frac{m * \Delta P_{bomba}}{\rho * \eta} = \frac{0,3935 \frac{kg}{s} * 78600 \text{ Pa}}{1014,82 \frac{kg}{m^3} * 0,5} = 60,95 \text{ W}$$

Acorde a los resultados obtenidos, elegimos del catálogo de bombas Grundfos el modelo UP Solar 25-60 [Ref. 60].

4.2.1.8 Selección del vaso de expansión

Para el dimensionado del vaso de expansión para instalaciones de ACS se usa el siguiente método:

$$V_t = V_{inst} * (0,2 + 0,1 * h) \text{ [Ref. 63]}$$

Siendo: h =diferencia de altura entre el punto más alto de los colectores y el depósito de expansión= 7 m [Ref. 31] (como los colectores van en la cubierta y el vaso de expansión en el almacén h es la altura del polideportivo)

V_{inst} =volumen total de la instalación = $V_{colectores} + V_{intercambiador} + V_{tuberías}$

- Volumen colectores

$$V_{colectores} = 2,48 \text{ l} * 20 \text{ colectores} = 49,6 \text{ l} \text{ [Ref. 52]}$$

- Volumen intercambiador

$$\begin{aligned} V_{intercambiador} &= b * a * (n - 1) = 0,0024 \text{ m} * 0,032 \text{ m}^2 * (63 \text{ placas} - 1) \\ &= 17,37 \text{ l} \text{ [Ref. 59]} \end{aligned}$$



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

- Volumen tuberías

$$V_{tuberías} = L_{tub} * \frac{\pi * Di^2}{4} = 57,32 \text{ m} * \frac{\pi * (0,02 \text{ m})^2}{4} = 18 \text{ l}$$

Finalmente obtenemos:

$$V_t = V_{inst} * (0,2 + 0,1 * h) = (49,6 \text{ l} + 17,37 \text{ l} + 18 \text{ l}) * (0,2 + 0,1 * 7 \text{ m}) = 76,47 \text{ l}$$

Del catálogo de vasos de expansión de Ibaiondo, elegimos el modelo 80 CMR que posee una capacidad de 80 l [Ref. 64] que satisface la demanda del dimensionado de nuestro vaso de expansión requerido.

4.2.1.9 Cálculo de la red de conductos

- Tuberías

Para la red de tuberías se han seleccionado Ynstalia como suministrador de la red de tuberías [Ref. 65] y como hemos descrito en el apartado 4.2.1.4 las características de las tuberías seleccionadas son:

Material: Cobre: $k_{Cu}=385 \text{ W/m}^{\circ}\text{K}$ [Ref. 39]

Di: Diámetro interior de la tubería= 20 mm

De: Diámetro exterior de la tubería= 24 mm (espesor 4 mm)

- Aislante

El aislante térmico es el material que establece una barrera al paso del calor entre dos medios que naturalmente tenderían a igualarse en temperatura. Los materiales como aislantes térmicos suelen ser específicos materiales combinados de sólidos y gases: fibra de vidrio, lana de vidrio, vidrio expandido, poliestireno expandido, espuma de poliuretano, espuma de polietileno, aglomerados de corcho, etc. En nuestro caso, el aislante térmico elegido ha sido poliestireno de espuma, que se trata de un aislante que se caracteriza por ser económico, hidrófugo y fácil de colocar. Por último con respecto a su rendimiento térmico se puede decir que es de carácter medio debido a que posee un valor de en torno a $0,04 \text{ W/m}^{\circ}\text{K}$.

Concluimos por tanto que el aislante utilizado es poliestireno de espuma y el suministrador es Salvador Escoda, modelo K-Flex ST [Ref. 57]

Daisl= Diámetro del aislante tubular= 40 mm (espesor 16 mm)

$k_{aisl}= 0,04 \text{ W/m}^{\circ}\text{K}$ [Ref. 57] (poliestireno de espuma)

4.2.2 Dimensionado del circuito auxiliar

4.2.2.1 Selección del acumulador solar

Según el Código Técnico de la edificación, el Acumulador solar debe poseer una capacidad de almacenamiento entre:

$$50 < \frac{V}{A} < 180 \quad [Ref. 36]$$

Siendo: A=área de colectores=46,2 m²

V=volumen del acumulador solar

De la ecuación anterior obtenemos unos valores mínimos y máximos del volumen:

V_{mínimo}=2310 litros

V_{máximo}=8316 litros

Un valor recomendado del volumen del acumulador solar suele ser el valor de la demanda de consumo de ACS. Como calculamos el apartado 4.2.1.1, el consumo de ACS es 4500 l/día.

Como el valor de la demanda está dentro de los límites de volumen máximo y mínimo del acumulador, establecemos que el volumen del acumulador solar será 4500 litros.

Del catálogo de acumuladores solares de la Marca Lapesa [Ref. 66], elegimos una unidad del modelo MXV5000 ya que este modelo posee una capacidad de 5000 litros, que es la que más se asemeja a nuestro valor de volumen calculado.

4.2.2.2 Selección de la bomba de circulación para el circuito auxiliar

Como en el apartado 4.2.1.7, para dimensionar la bomba de circulación debemos evaluar las pérdidas sufridas en los diferentes equipos que componen el circuito auxiliar. En este caso serán las tuberías, el acumulador solar y el intercambiador de calor:

$$\Delta P_{bomba\ 2} = \Delta P_{tuberías} + \Delta P_{intercambiador} + \Delta P_{acumulador}$$

- Pérdida de carga en tuberías:

La pérdida de carga en las tuberías del circuito auxiliar en este caso se calcula gráficamente a partir de la gráfica de la pérdida del cobre por rozamiento por unidad de longitud [Ref. 67].

La longitud de las tuberías del circuito auxiliar es mucho menor que el del circuito solar. Estas tuberías únicamente van del intercambiador de calor al acumulador y viceversa. Establecemos un valor aproximado de 1 metro de longitud.

Por otro lado, de la gráfica de las pérdidas por rozamiento por unidad de longitud de las tuberías de cobre, obtenemos el valor de la presión por unidad de longitud:

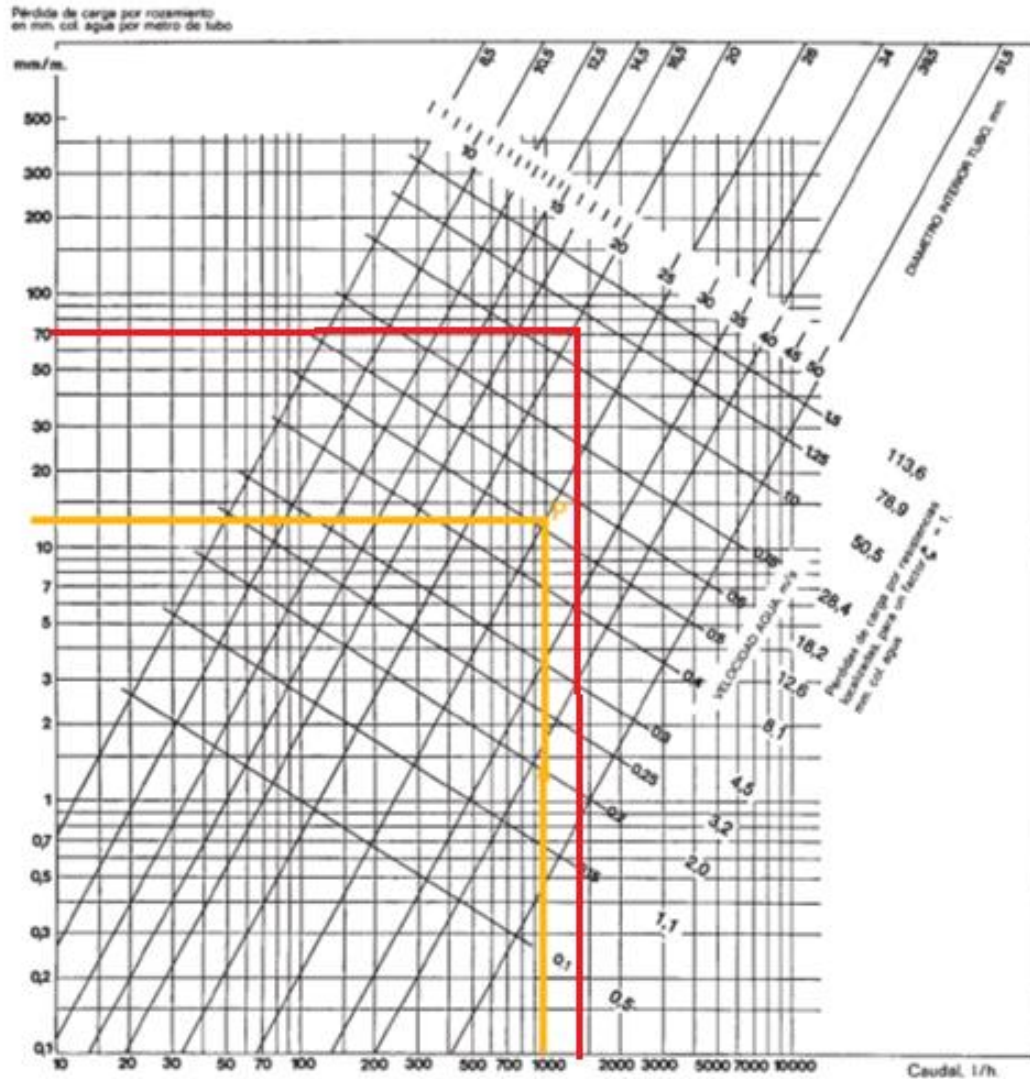


Figura 69. Pérdidas por rozamiento por longitud de tuberías de Cobre. [Ref. 67]

Sabiendo que tenemos una longitud de tuberías de 1 metros, y un caudal de:

$$\dot{Q} = \frac{m}{\rho} = 0,3935 \frac{kg}{s} * \frac{1}{1014,82 \frac{kg}{m^3}} * \frac{3600 s}{1 h} * \frac{1000 l}{1 m^3} = 1396 \frac{l}{h}$$

Observamos finalmente que las pérdidas valen **70 mmca/m**. Por tanto las pérdidas en tuberías son:

$$\Delta P_{tuberías} = 70 \frac{mmca}{m} * 1 m = 700 Pa$$

- Pérdida de carga en intercambiador

La misma que en el apartado 4.2.1.7:

$$\Delta P_{intercambiador} = 61,22 Pa$$

- Pérdida de carga en el acumulador

Para la pérdida de carga en el acumulador se toma como valor de referencia un 10 % de la suma de las pérdidas en tuberías e intercambiador:

$$\Delta P_{acumulador} = 0,1 * (\Delta P_{tuberías} + \Delta P_{intercambiador}) = 0,1 * (700 Pa + 61,22 Pa) = 76,12 Pa$$

Finalmente la pérdida total es:

$$\Delta P_{bomba 2} = \Delta P_{tuberías} + \Delta P_{intercambiador} + \Delta P_{acumulador} = 700 Pa + 61,22 Pa + 76,12 Pa = 837,34 Pa$$

Por lo que la potencia de la bomba resulta: Considerando que en este caso el fluido es agua ($\rho=1000 \text{ kg/m}^3$)

$$W_p = \frac{m * \Delta P_{bomba}}{\rho * \eta} = \frac{0,3935 \frac{kg}{s} * 837,34 Pa}{1000 \frac{kg}{m^3} * 0,5} = 0,66 W$$

Debido a que el circuito auxiliar es mucho más pequeño que el circuito solar, las pérdidas salieron mucho menor por lo que la potencia de la bomba para este circuito es mucho menor.

Viendo el resultado de la potencia que necesita la bomba seleccionamos de nuevo del catálogo de Grundfos el modelo UP Solar 25-40 [Ref. 68].

4.2.3 Dimensionado del circuito de apoyo

4.2.3.1 Selección del tanque de acumulación

Para el dimensionado del tanque de acumulación seguimos el siguiente procedimiento:

Establecemos un factor de forma de valor: $f_r=2,5$

Calculamos ahora de la siguiente manera el factor de mezcla, el cual representa la relación entre el volumen útil del depósito y el volumen efectivo:

$$f_m = 0,63 + 0,14 * f_r = 0,63 + 0,14 * 2,5 = 0,98$$

Ahora se establece un valor para el período de punta de: $T=3$ horas

El factor de simultaneidad se calcula mediante:

$$k_v = \frac{1}{\sqrt{x-1}} + a * [0,035 + 0,035 * \log(\log x)]$$

Siendo: x =número de aparatos instalados (19 duchas y 5 grifos)= 24 [Ref. 31]

a = factor tipo de instalación (polideportivo)= 4

$$k_v = \frac{1}{\sqrt{x-1}} + a * [0,035 + 0,035 * \log(\log x)] = \frac{1}{\sqrt{24-1}} + 4 * [0,035 + 0,035 * \log(\log 24)] = 0,368$$

El caudal máximo es:

$$C_{max} = Q_p * k_v * x = 2250 \frac{l}{día} * 0,368 * 24 * \left(\frac{1 \text{ día}}{24 \text{ horas}} * \frac{1 \text{ hora}}{3600 \text{ s}} \right) = 0,23 \frac{l}{s}$$

Siendo: Q_p =caudal punta= 0,5*demanda= 0,5*4500 l/día= 2250 l/día [Ref. 23]

Calculamos el volumen útil necesario:

$$V_u = \frac{C_{max}}{\frac{1}{T} + \frac{1}{t_p * f_m}} = \frac{0,23 \frac{l}{s} * \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ hora}}}{\frac{1}{3 \text{ horas}} + \frac{1}{3 \text{ horas} * 0,98}} = 1229,45 \text{ l}$$

Siendo: t_p =tiempo de preparación para calentar el agua en el período de punta= 3 horas

Y por último el volumen final:

$$V_T = \frac{V_u}{f_m} = \frac{1229,45 \text{ l}}{0,98} = 1254,54 \text{ l}$$

Se debe por tanto buscar un tanque de acumulación con una capacidad de al menos 1254,54 litros. Del mismo catálogo de acumuladores solares del apartado 4.2.2.1, Lapesa, encontramos el modelo MXV1500 que posee una capacidad de 1500 litros [Ref. 69] que cumple con nuestro requisito de capacidad para el tanque de acumulación.

4.2.3.2 Selección de la caldera de apoyo

Para el dimensionado de la caldera de apoyo se deben calcular primeros las pérdidas por disponibilidad, la potencia útil necesaria y las pérdidas por distribución:

- Pérdidas por disponibilidad:

$$P_d = \frac{0,55 * V_t}{1000} = \frac{0,55 * 1254,54 \text{ l}}{1000} = 0,69 \text{ W}$$

- Potencia útil:

$$P_d = \frac{C_2 * (T_{sum} - T_{red}) * C_{max} * T * \rho}{T + t_p} = \frac{4,18 \frac{kJ}{kg * K} * (60^\circ C - 5^\circ C) * 0,23 \frac{l}{s} * 3 \text{ h} * 1 \frac{kg}{l}}{3 \text{ h} + 3 \text{ h}} = 26,44 \text{ kW}$$

- Pérdidas por distribución

$$P_r = 0,3 * P_u = 7,93 \text{ kW}$$

La potencia total que debe tener la caldera de apoyo es:

$$P_T = P_d + P_u + P_r = 0,69 \text{ W} + 26,44 \text{ kW} + 7,93 \text{ kW} = 35,1 \text{ kW}$$



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

Del catálogo de calderas de Salvador Escoda [Ref. 70], buscamos el modelo que satisfaga nuestra necesidad de potencia. Observamos que el modelo C/N-14-360 tiene una potencia de calefacción de 36 kW, lo que cumple con nuestro requisito de potencia.

5. ESTUDIO ECONÓMICO

5.1 Sistema de climatización

Un factor a tener en cuenta para obtener ahorros en cuanto a los gastos de calefacción y refrigeración es revisar los materiales de los que está fabricado el polideportivo. Si modificamos los materiales de manera que obtengamos un valor de la transferencia de calor para la cubierta, el suelo y el muro menor, obtendremos unos valores menores de la potencia necesitada de calefacción y refrigeración.

Si somos capaces de reducir estos valores de potencia requeridas, la capacidad de las unidades seleccionadas en el sistema de climatización serán menores por lo tanto más baratas.

Otro factor importante es aumentar el espesor del aislante (poliestireno extruido [Ref. 32]), aumentar este valor obtendremos igualmente un valor menor de transferencia térmica y por consiguiente menor requerimientos de potencia de calefacción y refrigeración.

Mostramos en la siguiente tabla el presupuesto inicial de los aparatos encontrados para formar el sistema de climatización:

Aparato	Cantidad	Marca/ modelo	Precio unitario	Precio Total
Unidad de tratamiento de aire	1	Trox/ TKM75	20000 €/unidad [Ref. 71]	20000 €
Fan Coil Unit	4	Carrier/ FCY040	1000 €/unidad (Precio aproximado de unidad similar [Ref. 72])	4000 €
Rejillas	5	Trox/ AWG	457 €/unidad [Ref. 73]	2285 €
Ventiladores extracción aseos	2	Sodeca/ HC-25-4T/H	245,45 €/unidad [Ref. 74]	490,90 €
Red de tuberías	50 metros (aproximado)	Ynstalia	5,45 €/metro (Precio aproximado de unidad similar [Ref. 76])	272,50 €
Aislante tubular	50 metros (aproximado)	Salvador Escoda/ K-Flex ST	5,24 €/metro [Ref. 77]	262 €

Tabla 37. Presupuesto sistema climatización

El presupuesto total del sistema de climatización es por tanto: **27310,40 €**

5.2 Sistema de Agua Caliente Sanitaria

Un factor importante en el dimensionado del sistema de agua caliente sanitaria, es la demanda de ésta, que en nuestro caso era de un total de 4500 l/día debido al tamaño del polideportivo.

Otro aspecto a tener en cuenta es el área de colectores necesario. En nuestro caso al tratarse de Toledo que se trata de un clima soleado con altas temperaturas y buenos niveles de radiación solar, el área de colectores no resulta muy elevado y por tanto la instalación de ACS utilizando colectores solares no resulta excesivamente costosa (un total de 20 colectores).

De la misma manera que en el apartado 5.1 mostramos ahora unas tablas con el presupuesto de los quipos que forman el circuito solar, el circuito auxiliar y el circuito de apoyo del sistema de ACS:

- Circuito solar:

Aparato	Cantidad	Marca/ modelo	Precio unitario	Precio Total
Colector solar	20	Viessman/ Vitosol 200 T	1402 €/unidad [Ref. 78]	28040 €
Intercambiador de calor	1	NB-76	500 €/unidad (Precio aproximado de unidad similar [Ref. 79])	500 €
Bomba de circulación	1	Grundfos/ UP Solar 25-60	304,10 €/unidad [Ref. 75]	304,10 €
Vaso de expansión	1	Ibaiondo/ 80 CMR	244 €/unidad [Ref. 80]	244 €
Red de tuberías	57,32 metros	Ynstalia	5,45 €/metro (Precio aproximado de unidad similar [Ref. 76])	312,40 €
Aislante tubular	57,32 metros	Salvador Escoda/ K-Flex ST	5,24 €/metro [Ref. 77]	300,40 €

Tabla 38. Presupuesto circuito solar

El presupuesto total del circuito solar es: **29700,90 €**

- Circuito auxiliar

Aparato	Cantidad	Marca/ modelo	Precio unitario	Precio Total
Acumulador solar	1	Lapesa/ MXV5000	10652 €/unidad [Ref. 81]	10652 €
Bomba de circulación	1	Grundfos/ UP Solar 25-40	212,90 €/unidad [Ref. 75]	212,90 €

Tabla 39. Presupuesto circuito auxiliar

El presupuesto total del circuito auxiliar es: **10864,90 €**



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

- Circuito de apoyo

Aparato	Cantidad	Marca/ modelo	Precio unitario	Precio Total
Tanque de acumulación	1	Lapesa/ MXV1500	5366 €/unidad [Ref. 81]	5366 €
Caldera de apoyo	1	Salvador Escoda/ CN-14-360	2004 €/unidad [Ref. 82]	2004 €

Tabla 40. Presupuesto circuito de apoyo

El presupuesto total del circuito de apoyo es: **7370,00 €**

Finalmente concluimos que el presupuesto total del sistema de Agua Caliente Sanitaria es:

$$\text{Precio ACS} = 29700,90 \text{ €} + 10864,90 \text{ €} + 7370,00 \text{ €} = \mathbf{47935,80 \text{ €}}$$

6. CONCLUSIONES

6.1 Sistema de climatización

Según el Código Técnico de la Edificación, el polideportivo se encuentra en la zona climática C4, lo que nos obliga a cumplir con los criterios máximos sobre los coeficientes globales de transferencia de calor a través de la cubierta, el muro y el suelo.

Analizando la composición de cerramientos de paredes, cubierta y suelo los coeficientes de transferencia de calor salieron: $U_{\text{Cubierta1}}=0,3571\text{W/m}^2\text{K}$, $U_{\text{Cubierta2}}=0,3485\text{W/m}^2\text{K}$, $U_{\text{suelo1}}=0,3571\text{W/m}^2\text{K}$, $U_{\text{suelo2}}=0,458\text{W/m}^2\text{K}$, $U_{\text{muro}}=0,5824\text{W/m}^2\text{K}$. Que cumplen con los criterios del CTE para una zona climática C4.

Una vez que calculamos los coeficientes de transferencia de calor, calculamos las cargas térmicas totales para dimensionar los sistemas de calefacción y refrigeración del polideportivo. Las cargas térmicas, como hemos explicado antes, se calcularon con Matlab en cada hora del año y éstas corresponden a cargas por:

- Transmisión:

Carga por transmisión a través de la cubierta, el muro, el suelo, las ventanas y las puertas siguiendo la ecuación de transmisión de calor: $Q_{\text{transmisión}}=U \cdot A \cdot \Delta T$ siendo ΔT la diferencia de temperaturas exterior e interior cambiando el sentido en función de si se trata de período de calefacción o refrigeración. Como era de esperar, las mayores pérdidas se obtuvieron a través del muro dado que aunque la superficie era menor que la de la cubierta y el suelo, teníamos un coeficiente de transferencia mayor.

- Ventilación sensible:

Cargas por intercambio de aire debido a ventilación de carácter sensible, calculada mediante la siguiente ecuación: $Q_{\text{ventilación sensible}}=\text{Vol}_{\text{pabellón}} \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta T$ siendo $\text{Vol}_{\text{pabellón}}$ el volumen de aire de ventilación a introducir en el recinto para cumplir con los requisitos de salubridad.

- Ventilación latente:

Cargas por intercambio de aire debido a ventilación de carácter latente, calculada mediante la siguiente ecuación: $Q_{\text{ventilación latente}}=\text{Vol}_{\text{pabellón}} \cdot \rho \cdot H_{fg} \cdot \Delta w$ siendo Δw la diferencia de relación de volumen interior y exterior, siendo ésta función de la humedad relativa y las presiones atmosférica y de saturación. Dado que Toledo presentaba un clima seco las diferencias de la relación de humedad no son tan grandes como las de temperatura (sensible), por lo que las cargas debidas a ventilación sensible son mucho mayores que las de carácter latente.

- Infiltración sensible:

Cargas por intercambio de aire debido a infiltración a través de las ventanas y puertas de carácter sensible, calculadas con la siguiente ecuación: $Q_{\text{infiltración latente}}=f_{\text{ventanas/puertas}} \cdot A \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta T$ siendo $f_{\text{ventanas/puertas}}$ factor de infiltración del aire a través de las ventanas y puertas.

- Infiltración latente:

Cargas por intercambio de aire debido a infiltración a través de las ventanas y puertas de carácter latente, calculadas con la siguiente ecuación: $Q_{\text{infiltración sensible}}=f_{\text{ventana/puertas}} \cdot A \cdot \rho \cdot H_{fg} \cdot \Delta w$.

- Radiación exterior:

Cargas por radiación térmica a través de las ventanas, calculadas siguiendo la siguiente ecuación: $Q_{\text{radiación}} = \text{Rad} \cdot A \cdot f_{\text{corrección}} \cdot (1000/24)$ siendo Rad el valor de la radiación exterior en kW/h·m², $f_{\text{corrección}}$ el factor de corrección aplicada en función de la forma y material de las ventanas. Únicamente se tienen en cuenta para el período de refrigeración.

- Cargas internas:

Cargas térmicas debidas a ocupación y a iluminación. Ambas se tienen en cuenta únicamente para el período de refrigeración.

Finalmente obtuvimos unos valores totales máximos de 101,2 kW y 132,6 kW para los sistemas de calefacción y refrigeración respectivamente. Estos picos se alcanzaron a las 9:00 del 25 de Enero y a las 16:00 del 23 de Julio. Lo que resulta completamente lógico dado que en esas fechas se suelen alcanzar los valores más fríos y calientes respectivamente.

Para ser lo más conservador posible, con estos valores máximos dimensionamos el sistema de climatización que consistió en una Unidad de Tratamiento de Aire modelo Trox TKM75 con un caudal de operación de 27000 m³/h de aire, 4 unidades unidad Fan coil modelo Carrier FCY040 con una capacidad de 40 kW y 46 kW de potencia de refrigeración y calefacción respectivamente, 5 rejillas de impulsión de aire modelo Trox AWG de dimensiones 785 x 990 mm, 2 unidades de ventiladores extractores localizados en los aseos modelo Sodeca HC-25-4T/H con un caudal de 540 m³/h de aire uno y 270 m³/h de aire el otro, y una red de tuberías obtenidas a través del suministrador Ynstalia con un diámetro exterior de 50 mm y un espesor de aislante de 20 mm para la tubería caliente y 50 mm para la fría.

El presupuesto total de la instalación del sistema de climatización resulto ser de un total de 27310,40 €.

6.2 Sistema de Agua Caliente Sanitaria

El sistema de agua caliente sanitaria se ha dimensionado para una demanda de 4500 l/día, y el fluido transportante seleccionado resulto ser una disolución de agua y propilenglicol al 34%.

Hicimos dos estudios para el dimensionado del área de colectores necesario, uno sin considerar las pérdidas debidas a la acción del viento sobre los colectores y las tuberías, y otro considerando la acción del viento es éstas. En el primer estudio (sin considerar el viento) obtuvimos que se necesitaba un total de 20 colectores modelo Viessman Vitosol 200 T para satisfacer la demanda de ACS y cumplir además con los requisitos del Código Técnico de la edificación que obligaba a tener una contribución solar de al menos el 60% ($f=61,55\%$ con 20 colectores sin considerar el viento). En el segundo estudio en el que consideramos la acción del viento sobre colectores y tuberías vimos que no era necesario aumentar la cantidad de colectores, ya que con 20 colectores obtuvimos una contribución solar del 60,06 %.

Continuando con el dimensionado del circuito solar, dimensionamos el intercambiador de calor de la instalación, donde vimos que necesitábamos un intercambiador de calor de tipo placas, modelo NB76 con un total de 63 placas de acero inoxidable para cumplir con los requisitos de temperaturas obtenidos en el cálculo de la contribución solar y área de colectores. Después



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

analizando las pérdidas en el circuito, calculamos que la bomba de circulación necesaria correspondía al modelo Grundfos UP Solar 25-60, el vaso de expansión modelo Ibaiondo 80 CMR, y otra red de conductos suministrada por Ynstalia con un diámetro exterior de 24 mm y un aislamiento de espesor 16 mm.

Para el circuito auxiliar, obtuvimos que el acumulador solar necesario debía tener una capacidad de al menos 4500 l por lo que elegimos el modelo Lapesa MXV5000 y la bomba Grundfos UP Solar 25-40 analizando las pérdidas en el circuito auxiliar.

Por último habíamos concluido la instalación de ACS con el dimensionado del circuito de apoyo, con un tanque de acumulación que necesitaba una capacidad de al menos 1255 litros, por lo que el tanque de acumulación elegido resultó ser el modelo Lapesa MXV1500, y una caldera de apoyo que necesitaba de al menos una potencia de calefacción de 35,1 kW que satisfacíamos con el modelo de Salvador Escoda C/N-14-360 que poseía una potencia de calefacción de 36 kW.

Y para concluir, el presupuesto total de la instalación del sistema de Agua Caliente Sanitaria resultó ser de un total de 47935,80 €.



7. BIBLIOGRAFÍA Y DOCUMENTACIÓN

Bibliografía

- [Ref. 1]: Kenneth Krane (2012). "Modern Physics"
- [Ref. 3]: Markus J. Aschwanden (2007). "The Sun"
- [Ref. 9]: Cañada Rivera, J. (2008). "Manual de energía solar térmica. Diseño y cálculo de instalaciones"
- [Ref. 26]: Boletín Estadístico del Ministerio. IV.A.2. Producción de energía primaria.
- [Ref. 30]: Plan de Energías renovables (PER) (2011-2020). Instituto para la diversificación y ahorro de energía (IDAE) (2011)
- [Ref. 31]: Información proyecto instalación deportiva. Memoria. Planos
- [Ref. 32]: Información proyecto instalación deportiva. Memoria. Materiales
- [Ref. 33]: Reglamento de instalaciones térmicas en edificios. RITE (2007). IT 1.1 Exigencias de bienestar e higiene.
- [Ref. 34]: Código técnico de la edificación. CTE (2007). HE 1 Limitación de la demanda energética.
- [Ref. 36]: Código técnico de la edificación. CTE (2007). HE 4. Contribución mínima de agua caliente sanitaria
- [Ref. 37]: Instituto Meteorológico Nacional
- [Ref. 38]: Código técnico de la edificación. CTE (2007). HE 3 Salubridad.
- [Ref. 40]: Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía IDAE
- [Ref. 42]: CARRIER. Manual de aire acondicionado
- [Ref. 43]: Catálogo Caldera Pegasus, Ferroli.
- [Ref. 44]: Catálogo Enfriadoras Carrier.
- [Ref. 45]: Catálogo de rejillas de impulsión, Trox.
- [Ref. 46]: Catálogo ventiladores de extracción, Sodeca.
- [Ref. 47]: Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación, DTIE 4.01
- [Ref. 48]: Catálogo bombas de circulación, Grundfos. Bomba de circulación para el sistema climatización.
- [Ref. 52]: Catálogo de colectores solares, Viessman.
- [Ref. 53]: Resolución del sistema de ecuaciones para el cálculo de la fracción solar (f) sin considerar las pérdidas por efecto del viento. MATLAB.
- [Ref. 57]: Propiedades del aislante tubular.



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

[Ref. 58]: Resolución del sistema de ecuaciones para el cálculo de la fracción solar (f) considerando las pérdidas por efecto del viento. MATLAB.

[Ref. 59]: Propiedades intercambiador de calor para sistema de ACS.

[Ref. 60]: Catálogo bombas de circulación, Grundfos. Bomba de circulación para el circuito solar del sistema de ACS.

[Ref. 64]: Catálogo vasos de expansión, Ibaiondo.

[Ref. 66]: Acumuladores solar. Lapesa.

[Ref. 68]: Catálogo bombas de circulación, Grundfos. Bomba de circulación para el circuito auxiliar del sistema de ACS.

[Ref. 69]: Tanque de acumulación. Lapesa.

[Ref. 70]: Catálogo calderas. Salvador Escoda.

Apuntes

[Ref. 2]: Apuntes Física II. Termodinámica

[Ref. 7]: Apuntes Energías renovables

[Ref. 23] Apuntes Calor y Frío Industrial

[Ref. 41] Apuntes Sistemas Térmicos

[Ref. 55] Apuntes de Ingeniería Térmica y de Fluidos

[Ref. 61] Apuntes mecánica de fluidos

Páginas web de referencia

[Ref. 4]: <http://www.windows2universe.org/php/gallery/gallery.php?id=192>

[Ref. 5]: <http://emosqueira.com/tag/ano-nuevo/>

[Ref. 6]: <https://forums.uberent.com/threads/planets-axis-tilt.57469/>

[Ref. 8]: <http://fc.uni.edu.pe/mhorn/IF442%20clase2.htm>

[Ref. 10]: http://www.hedix.es/pageID_6240304.html

[Ref. 11]: <http://www.icarus-solar.com/Referencias/Referencias-termica.html>

[Ref. 12]: <http://teoriadeconstruccion.net/blog/captadores-solares-de-concentracion/>

[Ref. 13]: <http://www.cleanergysolar.com/2011/08/30/tutorial-solar-termica-el-colector-solar-de-tubos-de-vacio/>

[Ref. 14]: <http://deltavolt.pe/energia-renovable/termica>



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

- [Ref. 15]: http://forofrio.com/index.php?option=com_content&view=article&id=191:intercambiador-de-casco-y-placas&catid=9:actualidad&Itemid=54
- [Ref. 16]: <https://areamecanica.wordpress.com/2012/12/26/taller-mecanico-apertura-y-limpieza-de-un-intercambiador-de-placas/>
- [Ref. 17]: http://www.tubocobre.net/prod_aislamiento.html
- [Ref. 18]: <http://www.directindustry.es/fabricante-industrial/bomba-centrifuga-60920.html>
- [Ref. 19]: <http://www.pinhel.com.pt/site/es/produtos-pt/artigos-sanitarios-e-de-construcao/acessorios-de-canalizacao-e-esgoto/valvulas-e-torneiras/313-valvula-esfera-ff>
- [Ref. 20]: <http://spanish.alibaba.com/product-gs/lws-gas-fired-steam-boiler-gas-boiler-fire-tube-boiler-80kg-h-222936805.html>
- [Ref. 21]: http://www.greenheiss.com/Instalaciones_Energia_Solar_Termica/Regulacion_Control.asp
- [Ref. 22]: <http://www.tayra.es/unidades-tratamiento-aire/unidades-de-tratamiento-de-aire-con-enfriamiento-adiabatico/>
- [Ref. 24]: <http://www.ree.es/es/sala-de-prensa/notas-de-prensa/2014/12/Avance-informe-sistema-electrico-la-demanda-de-energia-electrica-desciende-un-02-en-el-2014>
- [Ref. 25]: <http://historiaparaaburrir.blogspot.com.es/2013/01/consumo-de-energia-en-espana.html>
- [Ref. 27]: http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Electricity_production_in_Spain.PNG
- [Ref. 28]: <http://www.ree.es/es/actividades/operacion-del-sistema-electrico>
- [Ref. 29]: <http://www.lospanelessolares.net/situacion-paneles-solares-europa/>
- [Ref. 35]: http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/weatherdata_about.cfm?CFID=2317763&CFTOKEN=23a55262f7b35541-1572730C-FE24-3B19-AE0BBE53751C1D90&jsessionid=2465A959CD46F06E17FF890481D4FA15.eere
- [Ref. 39]: <http://www.miliarium.com/Prontuario/Tablas/Quimica/PropiedadesTermicas.asp>
- [Ref. 49]: <http://www.emiliopolis.net/es/int/cli/esp-minimas.htm>
- [Ref. 50]: <http://www.sbz-monteur.de/2012/08/24/erklar-mal-refraktometer/>
- [Ref. 51]: <http://158.110.32.35/download/GRANZOTTO/RAFFREDDAMENTO/Brine-Properties.pdf>
- [Ref. 54]: <http://es.windfinder.com/windstatistics/toledo>
- [Ref. 56]: http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/123456789/5421/SOTOMAYOR_DENIS_SIMULACION_NUMERICA_INTERCAMBIADOR_CALOR_FLUJO_TRANSVERSAL_ALETEADO_ANEXOS.pdf?sequence=2
- [Ref. 62]: <http://fisica.laguia2000.com/complementos-matematicos/diagrama-de-moody>



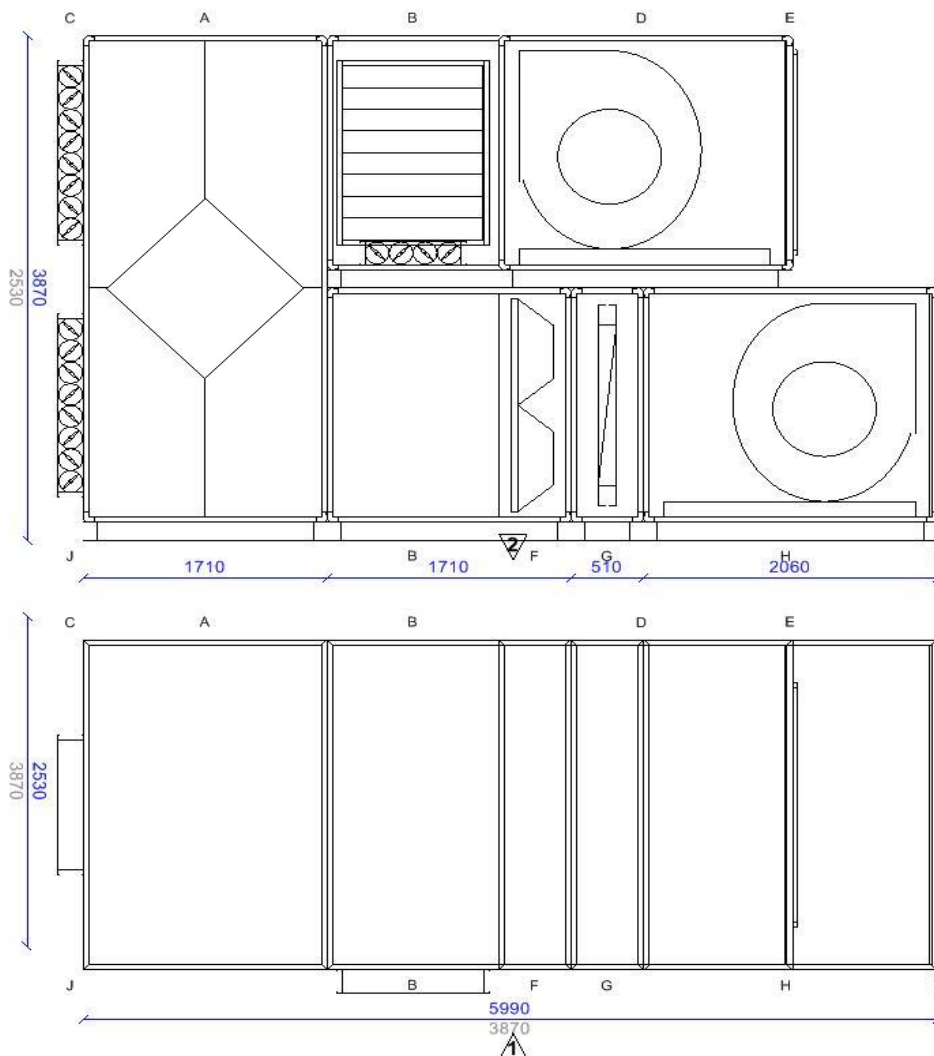
Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

- [Ref. 63]: <http://www.censolar.es/>
- [Ref. 65]: <http://www.ynstalia.com/productos/catalogo-fontaneria.pdf>
- [Ref. 67]: http://elcobre.com/sites/default/files/publication_files/calculo-perdidas-de-carga.pdf
- [Ref. 71]: http://trox-technik.generadordeprecios.info/obra_nueva/calculaprecio.asp?Valor=27000|0|0|ICT100|ict_100:c16_0_3c6_0_15c5_0_1_0_1_4_3c7_0
- [Ref. 72]: <http://www.almagrupo.com/new/files/pdfs/tarifas-proveedores/carrier-lista-precios-2012.pdf>
- [Ref. 73]: <http://diansa.com/pdfs/climatizacion/rejillas-difusores/trox-catalogo-tarifa.pdf>
- [Ref. 74]: http://www.sodeca.com/upload/imgCatalogos/ES/Tarifa_2014_ES.pdf
- [Ref. 75]: <http://www.setaldenews.com/uploads/file/grundfos.pdf>
- [Ref. 76]: http://www.leroymerlin.es/productos/fontaneria_y_tratamiento_del_agua/alimentacion_de_agua/tuberias_de_cobre.html?tagId=110977,110981
- [Ref. 77]: <http://www.almacenhg.es/Catalogos/K-Flex%202014%20Marzo.pdf>
- [Ref. 78]: http://www.aguidrovert.com/documentos/Tarifa_Precios_Termica_04_2004.pdf
- [Ref. 79]: http://www.northlanddistrib.com/Brazed-Plate-Heat-Exchangers_c_422.html
- [Ref. 80]: <http://www.saneamientosdimasa.es/?destino=vaso%20expansion>
- [Ref. 81]: <http://www.sotec.org/documentos/LAPESA%20ACS%202012.pdf>
- [Ref. 82]: <http://starcal.net/TConvencionalnormal.html>

8. ANEXOS

Unidad de tratamiento de Aire seleccionada para la climatización del polideportivo

AHU polideportivo



MODELO	TKM75		Climatizador modular serie TKM 75, formado por bastidor en perfil de aluminio extruido y paneles de cierre tipo sandwich de 40 mm. de espesor con chapa galvanizada interior y chapa prelacada exterior. Aislamiento de poliuretano. Puertas de intervención con manecillas de apertura rápida.							
DIMENSIONES APROXIMADAS	2530x3870x5990 mm									
EJECUCIÓN	Interior									
PANEL	Espesor	40 mm								
	Aislamiento	Poliuretano								
BANCADA	H=140 mm		Potencia sonora (dB)							
			63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	
			81	81	81	78	73	67	63	
			78	81	78	77	74	72	66	
CAUDAL AIRE	Impulsión	27000 m3/h	Exhaust air	77	77	79	77	73	67	61
	Retorno	25000 m3/h	Extract air	76	79	78	76	73	71	65
			Aislamiento acústico de la carcasa	0	9	17	21	27	27	25
NOTAS										

SECCIÓN DE FILTROS

ID F

Tipo **Filtro compacto (Plisé)**

Clase **F7**

Caudal aire **27000 m³/h**

Pérdida de carga con filtro limpio **42 Pa**

Pérdida de carga final **200 Pa**

Pérdida de carga máxima **450 Pa**

Pérdida de carga considerada **121 Pa**

Cantidad

610x610 **8**

610x305 **4**

305x610 **0**

305x305 **0**

VENTILADOR DE RETORNO

ID D

Ventilador **RZR 11-0800**

Tipo **Reacción**

Motor **5,5 kW - 1425 rpm**

Grado de protección **IP55**

400/690V 50Hz

PRESTACIONES

Caudal aire **25000 m³/h**

Eficiencia **84,0 %**

Potencia eje **4,44 kW**

Potencia específica **592 W/m³/s**

Categoría **SFP 2 -**

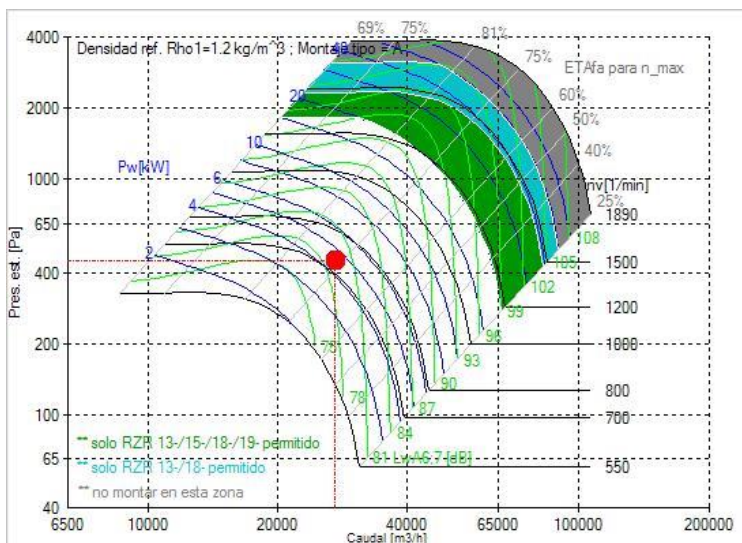
Presión estática disponible **300 Pa**

Presión estática total **448 Pa**

Presión dinámica **52 Pa**

Presión total **500 Pa**

Velocidad giro **723 Rpm**



POTENCIA SONORA (dB)

Frecuencia [Hz]

63

125

250

500

1k

2k

4k

8k

dB(A)

Entrada

76

79

78

76

73

71

65

58

79

Salida

77

77

79

77

73

67

61

52

78

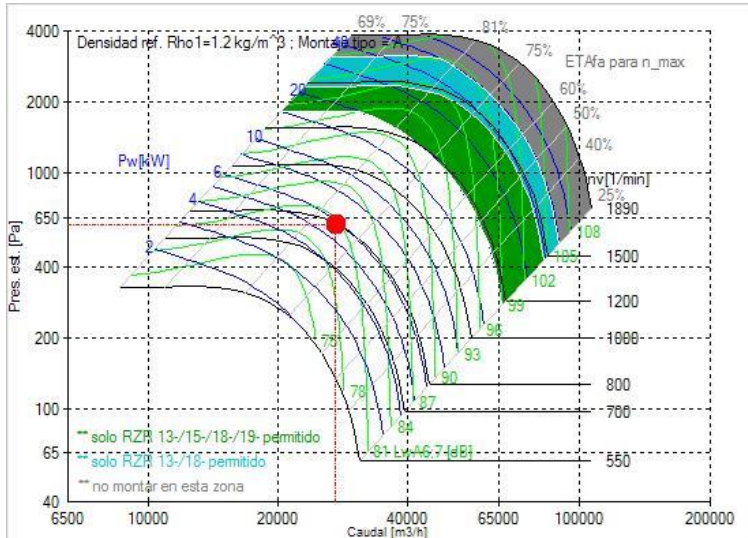
VENTILADOR DE IMPULSIÓN

ID H

Ventilador **RZR 11-0800**
 Tipo **Reacción**
 Motor **7,5 kW - 1450 rpm**
 Grado de protección **IP55**
400/690V 50Hz

PRESTACIONES

Caudal aire **27000 m³/h**
 Eficiencia **86,0 %**
 Potencia eje **5,69 kW**
 Potencia específica **759 W/m³/s**
 Categoría **SFP 3 -**
 Presión estática **300 Pa**
 Presión estática disponible **599 Pa**
 Presión dinámica **52 Pa**
 Presión total **651 Pa**
 Velocidad giro **793 Rpm**



POTENCIA SONORA (dB)

Frecuencia [Hz]	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	dB(A)
Entrada	78	81	78	77	74	72	66	60	79
Salida	81	81	81	78	73	67	63	55	79

SECCIÓN RECUPERADOR ESTÁTICO

ID A

Modelo **PWT 10/1000/2400-14.0**
 Eficiencia **45 %**

IMPULSIÓN

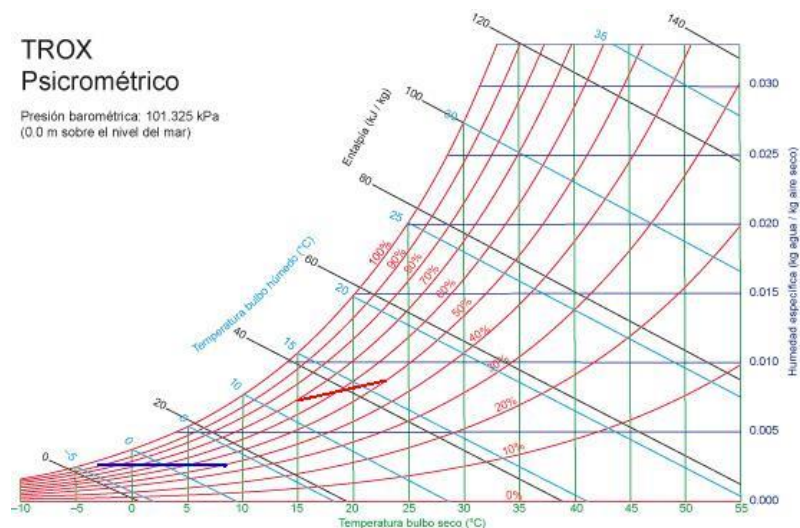
Caudal aire **27000 m³/h**
 Pérdida de carga **148 Pa**
 T^a seca entrada aire **-3,0 °C**
 HR entrada aire **90,0 %**
 T^a seca salida aire **8,7 °C**
 HR salida aire **38,1 %**

RETORNO

Caudal aire **25000 m³/h**
 Pérdida de carga **148 Pa**
 T^a seca entrada aire **23,0 °C**
 HR entrada aire **50,0 %**
 T^a seca salida aire **15,0 °C**
 HR salida aire **68,7 %**

TROX Psicrométrico

Presión barométrica: 101.325 kPa
 (0.0 m sobre el nivel del mar)





Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

SECCIÓN BATERÍA ELÉCTRICA

ID G

Modelo	TEC-775x630x60-30000W-5E
Potencia	30,0 kW
Caudal aire	27000 m3/h
Pérdida carga aire	30 Pa
Tª seca entrada aire	4,0 °C
Tª seca salida aire	7,2 °C

Sección de free-cooling

ID B

Tipo	Compuerta
Modelo	JZ-B/1000x1335
Regulación	Manual
Caudal aire	27000 m3/h
Velocidad aire	5,6 m/s
Tipo	Compuerta
Modelo	JZ-B/2000x675
Regulación	Manual
Caudal aire	27000 m3/h
Velocidad aire	5,6 m/s

SECCIÓN DE CONEXIÓN

ID C

Tipo	Compuerta
Modelo	JZ-B/1000x1335
Regulación	Manual
Caudal aire	27000 m3/h
Velocidad aire	5,6 m/s

SECCIÓN DE CONEXIÓN

ID E

Tipo	Marco metu
Modelo	MM-1800x1500
Regulación	Sin regulación
Caudal aire	27000 m3/h
Velocidad aire	2,8 m/s

SECCIÓN DE CONEXIÓN

ID I

Tipo	Marco metu
Modelo	MM-1800x1500
Regulación	Sin regulación
Caudal aire	27000 m3/h
Velocidad aire	2,8 m/s

SECCIÓN DE CONEXIÓN

ID J

Tipo	Compuerta
Modelo	JZ-B/1000x1335
Regulación	Manual
Caudal aire	25000 m3/h
Velocidad aire	5,6 m/s

Trox. Características técnicas de la Unidad de Tratamiento de Aire (AHU) modelada [Ref. 43]

Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

Unidad Fan Coil seleccionada para la climatización

FCY		025	030	040	045	055	075
Capacidad frigorífica nominal *	kW	27	31	40	59	65	80
Capacidad calorífica nominal **	kW	64	72	93	132	143	175
Capacidad calorífica nominal ***	kW	32	36	46	65	71	87
Peso	kg	140	150	230	297	317	365
Intercambiador agua/aire							
Area frontal	m ²	0,638	0,696	0,84	1,098	1,098	1,338
Nº filas aletas/m		4...500	4...500	4...500	6...476	6...476	6...476
Diametro conexión entrada/salida de agua	pulg	1" 1/4	1" 1/4	1" 1/2	2	2	2
Volumen de agua	l	6,4	7	8,4	16,5	16,5	20,2
Caudal de agua nominal en frío	l/h	4824	5688	7056	10152	11340	13428
Caudal de agua nominal en calor **	l/h	5500	6200	8000	11300	12300	15000
Caudal de agua nominal en calor ***	l/h	5500	6200	8000	11300	12300	15000
Perdida de carga nominal en agua batería frío	kPa	14,45	16,58	28,41	14,94	18,16	29,27
Perdida de carga nominal en agua batería calor**	kPa	16,81	17,94	32,42	17,68	20,42	34,21
Perdida de carga nominal en agua batería calor***	kPa	17,78	18,98	34,42	18,73	21,62	36,35
Ventilador							
Caudal nominal	m ³ /h	5364	6084	7884	9504	10476	12708
Cantidad	ud.	2	2	2	2	2	2
Máxima presión disponible	Pa	230	195	230	280	375	375
Motor							
Cantidad		1	1	1	1	1	1
Potencia	kW	1,5	1,5	3	3	4	5,5
Filtro de aire							
Cantidad		2	2	2	3	3	3
Ancho x alto	mm	590x540	590x590	716x590	616x590	616x590	749x590
Espesor	mm	15	15	15	15	15	15

Tabla II Características técnicas de los equipos

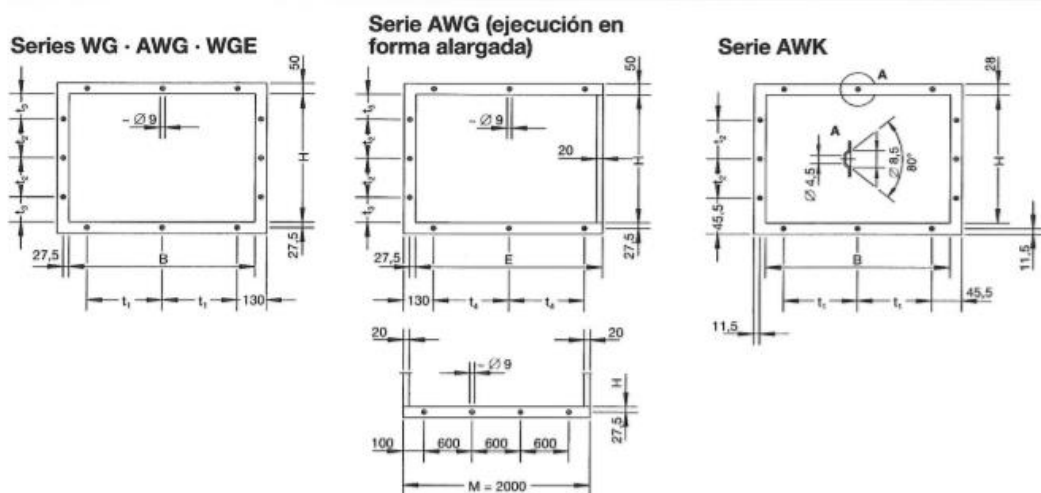
* Basado en una temperatura del aire interior de 27°C de bulbo seco y 19°C de bulbo húmedo. Temperatura del agua de entrada de 7°C , diferencia de temperaturas del agua 5K y caudal nominal de aire

** Basado en una temperatura del aire interior de 20°C de bulbo seco. Temperatura del agua de entrada de 70°C , diferencia de temperaturas del agua 10K y caudal nominal de aire

*** Basado en una temperatura del aire interior de 20°C de bulbo seco. Temperatura del agua de entrada de 45°C , diferencia de temperaturas del agua 5K y caudal nominal de aire

Carrier. Modelo FCY-040 [Ref. 44]

Rejillas de impulsión de aire



Serie WG · AWG · WGE

B	H	Número de taladros ca. lado B	Número de taladros ca. lado H	= t ₁	= t ₂	= t ₃
en mm	en mm	B	H	en mm	en mm	en mm
385	330	2	—	225	—	—
585	495	2	—	425	—	—
785	660	2	1	625	—	330
985	825	3	1	413	—	413
1185	990	3	1	513	—	495
1385	1155	3	1	613	—	578
1585	1320	4	2	475	445	437
1785	1485	4	2	542	500	492
1985	1650	4	2	608	555	547
	1815		2		610	602
	1980		3		499	491

Serie AWK

B	Número de taladros cada lado B	= t ₁
en mm		en mm
97- 247	1	colocados en el centro
297- 397	2	262-362
447- 497	3	206-231
597- 797	3	281-381
897-1297	4	287-421
1397-1697	5	341-416
1797-1997	6	352-392

H	Número de taladros cada lado H	= t ₂
en mm		en mm
97- 497	—	—
597- 797	3	281-381
897-1297	4	287-421
1397-1697	5	341-416
1797-1997	6	352-392

Dimensiones máximas combinables

B	H
en mm	en mm
1197	1997
1297	1597
1397	1497
1497	1397
1597	1297
1697	1197
1897	1097
1997	997

Serie WG-F

B	H	Número de taladros ca. lado B	Número de taladros ca. lado H	= t ₁	= t ₂	= t ₃
en mm	en mm	B	H	en mm	en mm	en mm
1585	1320	4	2	475	445	437
1785	1485	4	2	542	500	492
1985	1650	4	2	608	555	547
	1815		2		610	602
	1980		3		499	491

Serie WG · AWG · WGE
(dimensiones B o H divididas)

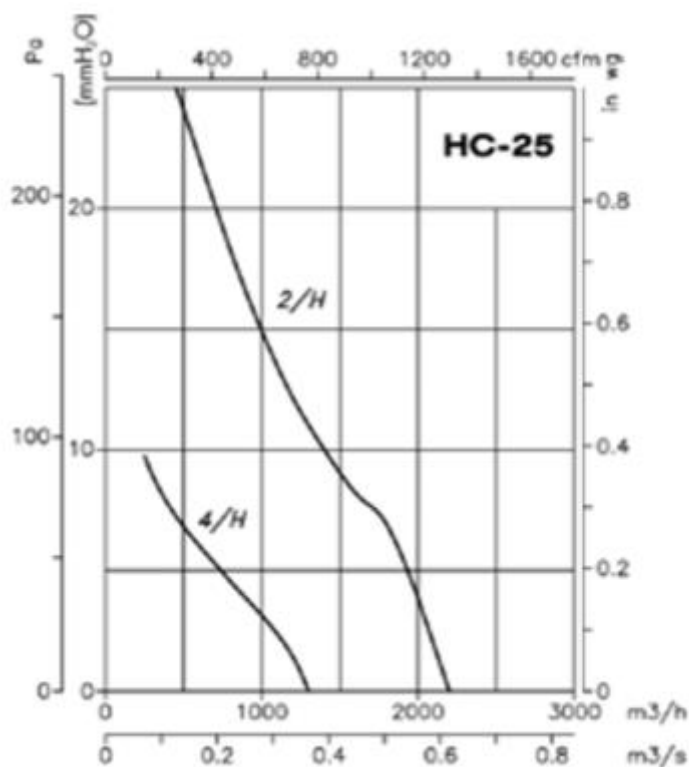
Serie AWG
(ejecución en forma alargada)

H	Número de taladros cada lado H	= t ₂
en mm		en mm
97- 497	—	—
597- 797	3	281-381
897-1297	4	287-421
1397-1697	5	341-416
1797-1997	6	352-392

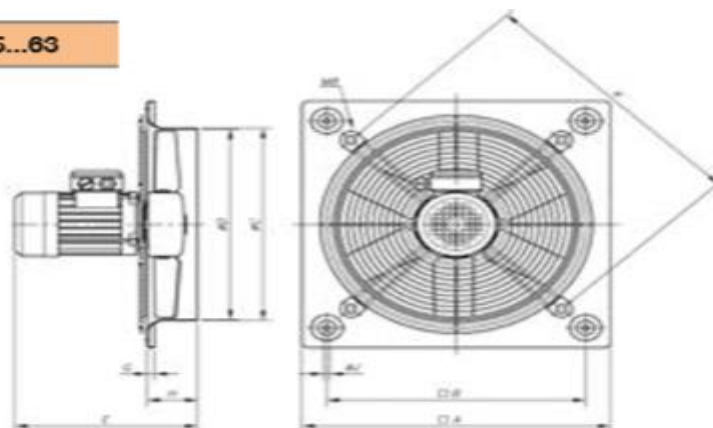
1597	1297
1697	1197
1897	1097
1997	997

Trox. Modelo seleccionado AWG 785x990 mm. [Ref. 45].

Ventiladores de extracción aseos



HC 25...63



Model	A	B	C	D	E	G	H	J	K
HC-25	330	275	262	260	236.5	11	56	8.5	310

Technical characteristics

Model	Speed (r/min)	Maximum admissible current (A)			Installed power (kW)	Maximum airflow (m³/h)	Sound pressure level dB(A)	Approx. weight (Kg)
		230V	400V	690V				
HC-25-2T/H	2730	0.74	0.43		0.12	2200	64	5
HC-25-2M/H	2770	0.98			0.12	2200	64	5
HC-25-4T/H	1320	0.96	0.56		0.10	1300	51	5
HC-25-4M/H	1380	0.65			0.10	1300	51	5

Sodeca. Modelo seleccionado HC-25-4T/H. [Ref. 46].

Bomba de circulación sistema de climatización.



CALEFACCIÓN

Las bombas UP Solar son bombas circuladoras de calefacción para circuitos solares. Dispone de 2 velocidades de funcionamiento y son adecuadas para la circulación de agua en circuitos solares de calefacción en viviendas.

UP Solar



Modelo	Código	Conexión	Longitud bomba	PN (mm)	Tensión (bar)	P _i (W)		I _n (A)		BOMBAS
						Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	
UP Solar 25-40	59544183	G 1 1/2	180	10	1x230 V	35	55	0,16	0,25	BOMBAS
UP Solar 25-60	59546639	G 1 1/2	180	10	1x230 V	65	80	0,28	0,34	
UP Solar 25-120	52588352	G 1 1/2	180	10	1x230 V	180	230	0,79	1,01	
UP Solar 15-80	59508500	G1	130	10	1x230 V	80	120	0,4	0,52	

Grundfos. Una unidad del modelo UP Solar 25-40 para el circuito auxiliar del sistema ACS [Ref. 68], y una unidad del modelo UP Solar 25-60 para el circuito solar del sistema ACS [Ref. 60].

Colectores utilizados para la instalación de ACS

Vitosol 200-F

3.1 Descripción del producto

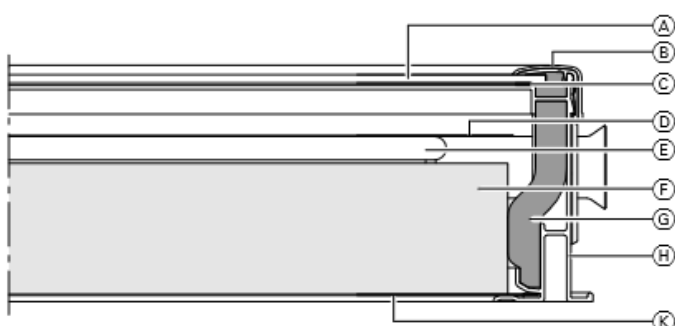
El componente principal de Vitosol 200-F, modelo SV2A/SH2A es el absorbedor con recubrimiento altamente selectivo, que garantiza una elevada absorción de la radiación solar y una reducida emisión de radiación térmica. El absorbedor cuenta con un tubo de cobre en forma de serpentín por el que circula el medio portador de calor. El medio portador de calor recibe el calor del absorbedor a través del tubo de cobre. El absorbedor está envuelto en una carcasa altamente aislante, gracias a la cual se minimizan las pérdidas de calor del colector.

El excelente aislamiento térmico resiste elevadas temperaturas y evita la desgasificación. El colector está cubierto por una lámina de vidrio solar que se caracteriza por su bajo contenido de hierro, lo que incrementa la transmisión de la radiación solar.

Se pueden montar baterías de hasta 12 colectores interconectados. Para este fin se suministran tubos de unión flexibles hermetizados con juntas tóricas.

Un juego de conexión con uniones por anillos de presión permite conectar de forma sencilla la batería de colectores a las tuberías del circuito de energía solar. En la impulsión del circuito de energía solar se instala, con ayuda de un juego de vainas de inmersión, la sonda de temperatura del colector.

Vitosol 200-F, modelo SV2B/SH2B con recubrimiento especial del absorbedor está diseñado para el uso en zonas costeras (consultar el capítulo "Datos técnicos").

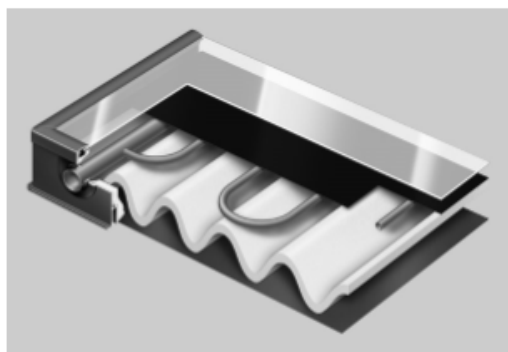


- (A) Recubrimiento de vidrio solar de 3,2 mm
- (B) Listón embellecedor de aluminio
- (C) Junta continua de la plancha de vidrio
- (D) Absorbedor
- (E) Tubo de cobre en forma de serpentín

- (F) Aislamiento térmico de material celular de resina de melamina
- (G) Aislamiento térmico de material celular de resina de melamina
- (H) Perfil de marco de aluminio en RAL 8019
- (K) Chapa de fondo de acero con recubrimiento de aluminio-zinc

Ventajas

- Potente colector plano provisto de un absorbedor con recubrimiento altamente selectivo.
- Absorbedor en forma de serpentín con colectores integrados. Se pueden conectar en paralelo hasta 12 colectores.
- Diseño universal apto para montaje sobre cubierta, integración en cubierta y montaje sobre estructura de apoyo, en vertical o en horizontal. El modelo SH también se puede montar en fachadas.
- Colector de atractivo diseño, marco en RAL 8019 (marrón). Si se solicita, el marco está disponible en toda la gama de colores RAL.
- El absorbedor con recubrimiento selectivo, la cubierta de vidrio solar de bajo contenido en hierro y el eficaz aislamiento térmico garantizan un elevado aporte de energía solar.
- El marco de aluminio moldeado en una pieza y la junta continua del vidrio solar proporcionan una hermeticidad permanente y una gran estabilidad.
- Pared posterior resistente a los golpes y a la corrosión.
- Sistema de fijación de Viessmann de fácil montaje con piezas de acero inoxidable y aluminio comprobadas estáticamente y resistentes a la corrosión: estándar para todos los colectores Viessmann.
- Conexión rápida y segura de los colectores mediante un conector flexible de tubos ondulados de acero inoxidable.



VITOSOL

VISSMANN 13

Vitosol 200-F (continuación)

3.2 Datos técnicos

Vitosol 200-F se puede adquirir con 2 recubrimientos distintos del absorbedor. El modelo SV2B/SH2B tiene un recubrimiento especial del absorbedor que permite el uso de los colectores en zonas costeras.

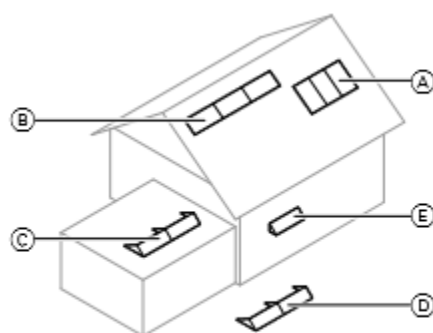
Indicación

Viessmann no asumirá ninguna responsabilidad si se utiliza el modelo SV2A/SH2A en estas zonas.

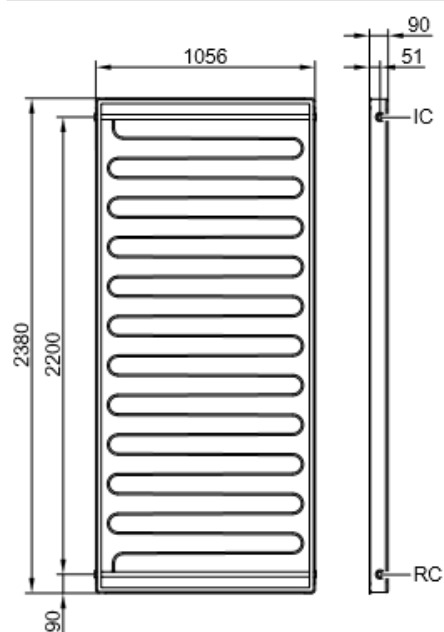
Distancia con respecto a la costa:

- Hasta 100 m:
utilice solamente el modelo SV2B/SH2B
- Entre 100 y 1000 m:
recomendamos utilizar el modelo SV2B/SH2B

Modelo		SV2A	SH2A	SV2B	SH2B
Superficie bruta m ² (dato necesario a la hora de solicitar subvenciones)					2,51
Superficie de absorción m ²					2,31
Superficie de apertura m ²					2,33
Posición de montaje (consultar la siguiente Fig.)		Ⓐ (Montaje sobre la cubierta/integración en la cubierta), Ⓒ, Ⓓ	Ⓑ (Montaje sobre la cubierta/integración en la cubierta), Ⓒ, Ⓓ, Ⓔ	Ⓐ (Montaje sobre la cubierta/integración en la cubierta), Ⓒ, Ⓓ	Ⓑ (Montaje sobre la cubierta/integración en la cubierta), Ⓒ, Ⓓ, Ⓔ
Distancia entre colectores mm					21
Dimensiones					
Anchura: mm		1056	2380	1056	2380
Altura: mm		2380	1056	2380	1056
Profundidad: mm		90	90	90	90
Los valores siguientes se refieren a la superficie de absorción:					
– Rendimiento óptico %			79,3		78,3
– Coeficiente de pérdida de calor k_1 W/(m ² · K)			4,04		4,07
– Coeficiente de pérdida de calor k_2 W/(m ² · K ²)			0,0182		0,016
Capacidad térmica kJ/(m ² · K)			5,0		4,6
Peso kg					41
Volumen de fluido Litros (medio portador de calor)		1,83	2,48	1,83	2,48
Presión de servicio adm.: (consultar el capítulo "Depósito de expansión solar") bar					6
Temperatura máx. de inactividad °C			186		185
Capacidad de producción de vapor					
– Posición de montaje favorable W/m ²					60
– Posición de montaje desfavorable W/m ²					100
Conexión Ø en mm					22

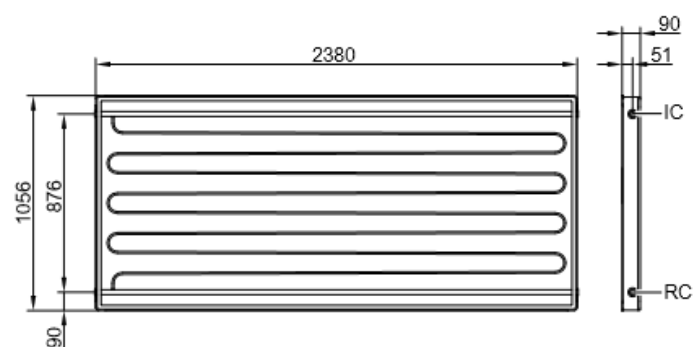


Vitosol 200-F (continuación)



Modelo SV2A/SV2B

RC Retorno del colector (entrada)
IC Impulsión del colector (salida)



Modelo SH2A/SH2B

RC Retorno del colector (entrada)
IC Impulsión del colector (salida)

Viessman. Modelo VITOSOL 200 T. [Ref. 52]

Aislante tubular para las tuberías de los colectores.

**04 AISLANTE TUBULAR
K FLEX ST**



La solución ideal para todo tipo de instalaciones

Datos técnicos:

Conductividad térmica UNE 92/201/89	$\lambda = 0,040 \text{ W/(m.K)}$
Gama temperaturas	tubos -45°C a $+116^{\circ}\text{C}$ láminas -45°C a $+85^{\circ}\text{C}$
Factor resistencia a la difusión del vapor agua UNE 92225 EX	$\mu \geq 7000$
Absorción agua % volumen después de 28 días	$< 1,1$
Flexibilidad	Excelente
Resistencia ozono	Buena
Olor	Insignificante

Resistencia al aceite y agua	Buena
Resistencia a U.V. y a la intemperie	Buena
Gama fuego: BS 476 Parte 7 1987 extensión llama	Clase 1
BS 476 Parte 5 1979 inflamabilidad	Clase P
Propagación fuego BS 476 Parte 6 1989	Clase 0
Italia CSE RF 3/77	Clase 1 controlada
España UNE 23727	M1 controlada
Reducción ruido	hasta 32 dB(A)
Densidad	$65 \pm 10 \text{ Kg/m}^3$
% células cerradas	> 90



UNE-EN ISO 9002
ER-147/2/96



SETTORE CERTICHIM
CERTIFIED
QUALITY SYSTEM
UNE EN ISO 9002
Certificado n. 25/03

MERCAILLAMENT - División Aislamientos / 1

Salvador Escoda. Aislante tubular K FLEX ST. [Ref. 57]

Intercambiador de calor para sistema de ACS

NB14-76

Nickel Brazed Plate Heat Exchanger

Working principles

The heating surface consists of thin corrugated metal plates stacked on top of each other. Channels are formed between the plates and corner ports are arranged so that the two media flow through alternate channels, always in counter-current flow. The media are kept in the unit by a brazed seal around the edge of the plates. The contact points of the plates are also brazed to withstand the pressure of the media handled.

Standard design

The plate pack is covered by cover plates. Connections are located in the front or rear cover plate. The channel plates are corrugated to improve heat transfer efficiency and to make them rigid.

Standard materials

Cover plates

Stainless steel AISI 316

Connections

Stainless steel AISI 316

Plates

Stainless steel AISI 316

Brazing material

Nickel

Advantages of nickel brazed plate heat exchangers in Industry and HVAC&R

The Alfa Laval nickel brazed plate heat exchangers NBHE have several advantages over traditional heat exchangers in Industrial and HVAC&R applications.

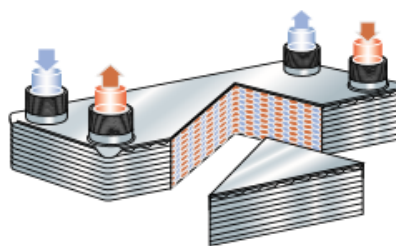
- The high heat transfer efficiency of the NBHE makes it extremely compact and also easy to install in places where space is limited.
- The unit has no gaskets and is therefore suitable in applications where temperature and/or pressure is high.
- The Alfa Laval supply system reassures that, no matter where you are on the globe, the NBHE units are available with a very short delivery time.



Particulars required for quotation

To enable Alfa Laval's representative to make a specific quotation, enquiries should be accompanied by the following particulars:

- flow rates or heat load required
- temperature program
- physical properties of liquids in question
- desired working pressure
- maximum permitted pressure drop



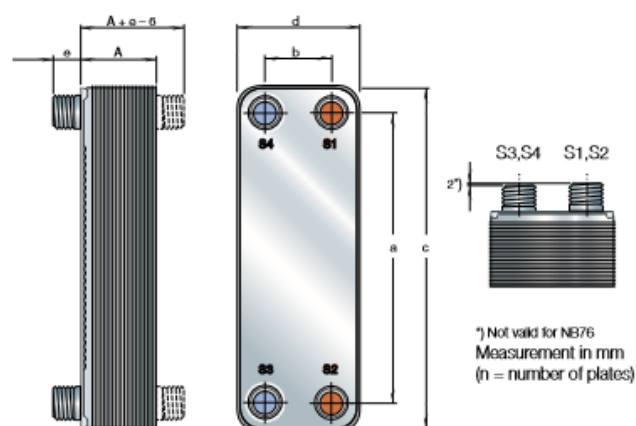
Flow principle of a nickel brazed plate heat exchanger

Standard data

	NB14	NB26	NB51	NB76	NB76FS
Min. working temperature **)	-160°C	-160°C	-160°C	-160°C	-10°C
Max. working temperature **)	225°C	225°C	225°C	225°C	175°C
Min. working pressure **)	Vacuum	Vacuum	Vacuum	Vacuum	Vacuum
Max. working pressure, S3S4/S1S2 **)	20/18 bar	21/18 bar	21/18 bar	13/13 bar	27/27 bar
Test pressure, S3S4/S1S2 **)	26/24 bar	36/31 bar	36/31 bar	22/22 bar	45/45 bar
Volume per channel, litres	0.02	0.05	0.095	0.25	0.25
Max. flowrate *)	3.6 m³/h	8.1 m³/h	8.1 m³/h	39 m³/h	39 m³/h

*) Water at 5 m/s (connection velocity) **) According to European pressure vessel Directive (PED) (CE-Approval)

Standard dimensions



Type	a	b	c	d	e	A	Weight kg
NB14	172	42	208	78	24	8 + n x 2.35	0.7 + n x 0.06
NB26	250	50	310	111	24-45	9 + n x 2.40	1.2 + n x 0.13
NB51	466	50	526	111	24-45	10 + n x 2.40	1.9 + n x 0.23
NB76	519	92	618	191	40-48	10 + n x 2.85 H channels 10 + n x 2.50 A channels 10 + n x 2.20 E channels	7.0 + n x 0.44

Standard connections

NB14	NB26	NB51	NB76	NB76FS
A21	V22	H21	B23	J24
E21	B21	B21	F22	B24
H26	F21	F21	D21	F24

NB-76. Intercambiador de calor de placas para sistema de ACS. [Ref. 59]

Vaso de expansión

[Inicio](#) ▪ [Productos](#) ▪ [VASOS EXPANSION PARA A.C.S.](#) ▪ [Presión Max. 10 Bar \(35-100 L\).](#) ▪ [80 CMR](#)

80 CMR



80 CMR

	
Tipo	80 CMR
Presión Max.Bar	10 BAR
Temperatura Mínima/Máxima	-10+100°C
Capacidad	80 L
Precarga	3 BAR
Dimensiones	450x750
Conexión Agua R	1
Peso Kg.	16.00
Codigo	03080239

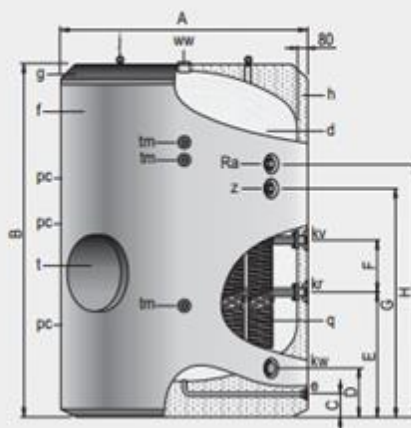
Ibaiondo. Vaso de expansión para sistema de ACS modelo 80 CMR. [Ref. 64]

Acumulador solar

MXV-SB/SSB: 1,500 to 5,000 litre models, for DHW

lapesa

- d - DHW storage tank
- f - External lining (optional)
- g - Top cover (optional)
- h - Thermal insulation
- j - Removable eyebolt for transport
- q - Removable coils
- t - DN400 inspection port



Description

Large capacity tanks for production and storage of domestic hot water. Made in stainless steel chemically pickled and passivated after assembly, with capacities ranging from 1,500 to 5,000 litres.

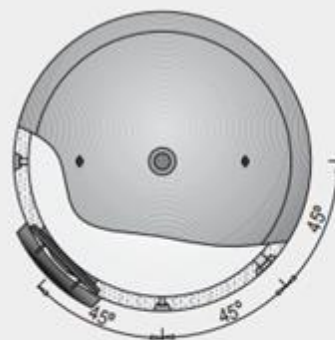
They include a stainless steel removable coil system for DHW production, by means of an external heat source such as a boiler circuit or solar panels. The MXV-...-SSB models, with an increased heat exchange surface specifically for heating through solar panels. (see table).

Thermally insulated with rigid, mould-injected, 45 Kg/m³ density CFC-free polyurethane foam.

Tanks prepared for an easy manipulation and transport, without the need of a wooden pallet.

All of the models have connections to fit electric heating elements as a backup system.

As an option they can be fitted with the "Lapesa Correx-up INOX" permanent cathodic protection system that is specifically for stainless steel tanks, in those cases in which the water is particularly aggressive or with chloride content of higher than 150 mg/l.



Technical characteristics / Connections / Dimensions	MXV1500 SB/ SSB	MXV2000 SB/ SSB	MXV2500 SB/ SSB	MXV3000 SB/ SSB	MXV3500 SB/ SSB	MXV4000 SB/ SSB	MXV5000 SB/ SSB
DHW capacity	1500	2000	2500	3000	3500	4000	5000
Maximum temperature in continuous operation of DHW tank	90	90	90	90	90	90	90
Maximum pressure of DHW tank (*)	8	8	8	8	8	8	8
Maximum temperature of heating circuit (**)	120	120	120	120	120	120	120
Maximum pressure of heating circuit	25	25	25	25	25	25	25
Number of coils -SB /-SSB	4 /6	4 /6	6 /6	6 /10	7 /10	8 /10	10 /12
Coils capacities -SB /-SSB	12.7 /18.9	15.1 /22.5	18.9 /30.2	22.7 /37.6	26.6 /37.6	30.2 /37.6	37.6 /45.0
Exchange surface -SB /-SSB	2.8 /4.2	3.4 /5.0	4.2 /6.7	5.0 /8.4	5.9 /8.4	6.7 /8.4	8.4 /10.0
Approx. empty weight -SB /-SSB	300 /315	345 /360	485 /515	525 /550	570 /585	655 /670	735 /750
kw: cold water inlet	2	2	3	3	3	3	3
e: drain	1	1	1	1	1	1	1
ww: hot water outlet	2	2	3	3	3	3	3
z: recirculation	1-1/2	1-1/2	1-1/2	1-1/2	1-1/2	1-1/2	1-1/2
kv: advance boiler	2	2	2	2	2	2	2
kr: return boiler	2	2	2	2	2	2	2
Ra: backup electric heating element connection	2	2	2	2	2	2	2
tm: side sensors connection	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2
pc: cathodic protection connection	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4
number of cathodic protection connections	2	3	3	4	4	4	5
Dimension A: external diameter	1360	1360	1660	1660	1660	1910	1910
Dimension B: total length	1830	2280	2015	2305	2580	2310	2710
Dimension C:	175	175	175	175	175	175	175
Dimension D:	315	315	350	350	350	375	375
Dimension E:	825	825	910	910	910	960	960
Dimension F:	250	400	400	400	400	400	400
Dimension G:	1020	1470	1120	1410	1695	1355	1760
Dimension H:	1210	1660	1310	1600	1885	1545	1950

(*) For other pressures, please consult us. (**) Standard temperature. For other temperatures, please consult us.

Lapesa. Acumulador solar para circuito auxiliar del sistema de ACS, modelo **MXV5000** [Ref. 66]
y tanque de acumulación para circuito de apoyo, modelo **MXV1500** [Ref. 69]

Caldera de apoyo



SALVADOR ESCODA S.A.
www.salvadorescoda.com

Provença, 392 pl. 1 y 2
08025 BARCELONA
Tel. 93 446 27 80
Fax 93 456 90 32

CATÁLOGO TÉCNICO

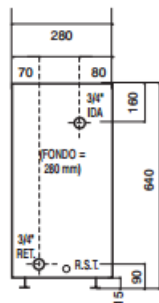
MANUALES, CATÁLOGOS Y HOJAS TÉCNICAS: EN NUESTRA WEB

PRESTACIONES VARIAS

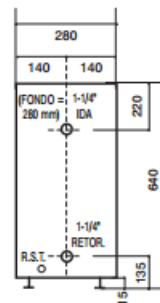
Mueble tipo Monoblock (mínimo espacio-máximo rendimiento). Doble sistema termostático para control de seguridad, interruptores de accionamiento con indicador de desconexión luminoso, patas regulables, sencillez de manejo, seguridad de funcionamiento, calentamiento rápido, estética, comodidad, limpieza, **pintado en resina epoxi.**

CÁLCULO DE RENDIMIENTOS Y CONSUMOS SEGÚN HORAS UTILIZACIÓN

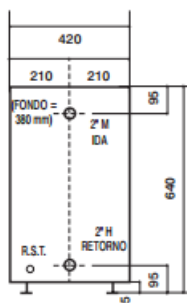
Consultar tabla modelo ESPECIAL.



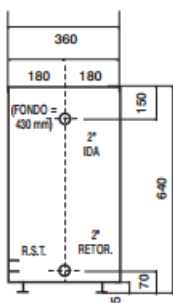
Mod. C/B de 4,5 a 15 Kw.



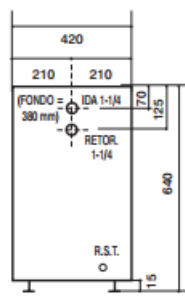
Mod. C/N de 18 a 30 Kw.



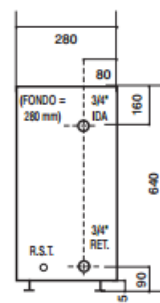
Mod. C/B de 36 a 48 Kw.



Mod. C/N de 36 a 96 Kw.



Mod. C/B de 18 a 30 Kw.



Mod. C/N de 4,5 a 15 Kw.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Modelo Convencional Normal	Modelo Convencional con Bomba	Calent. poten. W	Calent. Kcal/h	L/Alimentación		Solo modelo con bomba	Programador horario	Dimensiones mm		
				220V	380V			Alte	Fondo	Ancho
C/N-1-45	C/B-1-45	4.500	3.870	2 x 6		•	•	625	280	280
C/N-2-60	C/B-2-60	6.000	5.160	2 x 6		•	•	625	280	280
C/N-3-75	C/B-3-75	7.500	6.450	2 x 10	3 x 2,5	•	•	625	280	280
C/N-4-90	C/B-4-90	9.000	7.740	3 x 6	3 x 2,5	•	•	625	280	280
C/N-5-105	C/B-5-105	10.500	9.030	3 x 10	3 x 4	•	•	625	280	280
C/N-6-120	C/B-6-120	12.000	10.320	3 x 10	3 x 4	•	•	625	280	280
C/N-7-135	C/B-7-135	13.500	11.610	3 x 10	3 x 6	•	•	625	280	280
C/N-8-150	C/B-8-150	15.000	12.900	3 x 10	3 x 6	•	•	625	280	280
C/N-9-180	C/B-9-180	18.000	15.480	3 x 16	3 x 10	•	•	625	280	280
C/N-10-210	C/B-10-210	21.000	18.060	3 x 16	3 x 10	•	•	625	280	280
C/N-11-240	C/B-11-240	24.000	20.640	3 x 25	3 x 10	•	•	625	280	280
C/N-12-270	C/B-12-270	27.000	23.220	3 x 25	3 x 16	•	•	625	280	280
C/N-13-300	C/B-13-300	30.000	25.800	3 x 25	3 x 16	•	•	625	280	280
C/N-14-360		36.000	30.960		3 x 16	•	•	625	400	420
C/N-15-400		40.000	34.400		3 x 25	•	•	625	400	420
C/N-16-450		45.000	38.700		3 x 25	•	•	625	400	420
C/N-17-480		48.000	41.280		3 x 25	•	•	625	400	420
C/N-18-540		54.000	46.440		3 x 40	•	•	625	500	500
C/N-19-600		60.000	51.600		3 x 40	•	•	625	500	500

CALDERAS Y EMISORES - 8

Salvador Escoda. Caldera para circuito de apoyo, modelo C/N-14-360. [Ref. 70]



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

Resolución sistema de ecuaciones con MATLAB para el cálculo de la contribución solar (f) sin considerar las pérdidas por efecto del viento sobre colectores y tuberías de la cubierta.

- ANUAL

```
>> Ab=[A b]
```

```
Ab =
```

-1.0000	1.1439	0	0	0	0	0	57.9487
-1.0000	1.0000	1.1085	-1.1085	0	0	0	0
0	1.0000	0.3860	-1.3860	0	0	0	0
0	0	0	0	1.0000	0	-46.0000	287.0000
0	0	-2.8449	2.8449	-1.0000	0	0	-287.0000
0	0	0	0.2500	-1.0000	0.7500	0	0
0	0	0	-0.3935	0	0.5335	0	40.1800

```
>> rref(Ab)
```

```
ans =
```

1.0000	0	0	0	0	0	0	315.0590
0	1.0000	0	0	0	0	0	326.0898
0	0	1.0000	0	0	0	0	312.2970
0	0	0	1.0000	0	0	0	322.2485
0	0	0	0	1.0000	0	0	315.3112
0	0	0	0	0	1.0000	0	312.9987
0	0	0	0	0	0	1.0000	0.6155

- Enero

```
>> Ab=[A b]
```

```
Ab =
```

-1.0000	1.1439	0	0	0	0	0	51.0533
-1.0000	1.0000	1.1085	-1.1085	0	0	0	0
0	1.0000	0.3860	-1.3860	0	0	0	0
0	0	0	0	1.0000	0	-52.0000	281.0000
0	0	-2.5184	2.5184	-1.0000	0	0	-281.0000
0	0	0	0.2500	-1.0000	0.7500	0	0
0	0	0	-0.3935	0	0.5497	0	43.9063

```
>> rref(Ab)
```

```
ans =
```

1.0000	0	0	0	0	0	0	297.1963
0	1.0000	0	0	0	0	0	304.4406
0	0	1.0000	0	0	0	0	295.3824
0	0	0	1.0000	0	0	0	301.9179
0	0	0	0	1.0000	0	0	297.4589
0	0	0	0	0	1.0000	0	295.9726
0	0	0	0	0	0	1.0000	0.3165



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

- Febrero

```
>> Ab=[A b]
```

```
Ab =
```

-1.0000	1.1439	0	0	0	0	0	51.0720
-1.0000	1.0000	1.1085	-1.1085	0	0	0	0
0	1.0000	0.3860	-1.3860	0	0	0	0
0	0	0	0	1.0000	0	-51.0000	282.0000
0	0	-2.8329	2.8329	-1.0000	0	0	-282.0000
0	0	0	0.2500	-1.0000	0.7500	0	0
0	0	0	-0.3935	0	0.5324	0	39.1698

```
>> rref(Ab)
```

```
ans =
```

1.0000	0	0	0	0	0	0	299.5805
0	1.0000	0	0	0	0	0	306.5412
0	0	1.0000	0	0	0	0	297.8376
0	0	0	1.0000	0	0	0	304.1173
0	0	0	0	1.0000	0	0	299.7896
0	0	0	0	0	1.0000	0	298.3470
0	0	0	0	0	0	1.0000	0.3488

- Marzo

```
>> Ab=[A b]
```

```
Ab =
```

-1.0000	1.1439	0	0	0	0	0	55.8746
-1.0000	1.0000	1.1085	-1.1085	0	0	0	0
0	1.0000	0.3860	-1.3860	0	0	0	0
0	0	0	0	1.0000	0	-49.0000	284.0000
0	0	-2.8329	2.8329	-1.0000	0	0	-284.0000
0	0	0	0.2500	-1.0000	0.7500	0	0
0	0	0	-0.3935	0	0.5324	0	39.4476

```
>> rref(Ab)
```

```
ans =
```

1.0000	0	0	0	0	0	0	309.1454
0	1.0000	0	0	0	0	0	319.1013
0	0	1.0000	0	0	0	0	306.6526
0	0	0	1.0000	0	0	0	315.6343
0	0	0	0	1.0000	0	0	309.4444
0	0	0	0	0	1.0000	0	307.3811
0	0	0	0	0	0	1.0000	0.5193



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

- Abril

```
>> Ab=[A b]
```

```
Ab =
```

-1.0000	1.1439	0	0	0	0	0	56.1725
-1.0000	1.0000	1.1085	-1.1085	0	0	0	0
0	1.0000	0.3860	-1.3860	0	0	0	0
0	0	0	0	1.0000	0	-48.0000	285.0000
0	0	-2.9905	2.9905	-1.0000	0	0	-285.0000
0	0	0	0.2500	-1.0000	0.7500	0	0
0	0	0	-0.3935	0	0.5251	0	37.5003

```
>> rref(Ab)
```

```
ans =
```

1.0000	0	0	0	0	0	0	311.5025
0	1.0000	0	0	0	0	0	321.4223
0	0	1.0000	0	0	0	0	309.0187
0	0	0	1.0000	0	0	0	317.9679
0	0	0	0	1.0000	0	0	311.7630
0	0	0	0	0	1.0000	0	309.6947
0	0	0	0	0	0	1.0000	0.5576

- Mayo

```
>> Ab=[A b]
```

```
Ab =
```

-1.0000	1.1439	0	0	0	0	0	58.2982
-1.0000	1.0000	1.1085	-1.1085	0	0	0	0
0	1.0000	0.3860	-1.3860	0	0	0	0
0	0	0	0	1.0000	0	-45.0000	288.0000
0	0	-2.9906	2.9906	-1.0000	0	0	-288.0000
0	0	0	0.2500	-1.0000	0.7500	0	0
0	0	0	-0.3935	0	0.5251	0	37.8950

```
>> rref(Ab)
```

```
ans =
```

1.0000	0	0	0	0	0	0	317.4632
0	1.0000	0	0	0	0	0	328.4915
0	0	1.0000	0	0	0	0	314.7019
0	0	0	1.0000	0	0	0	324.6511
0	0	0	0	1.0000	0	0	317.7537
0	0	0	0	0	1.0000	0	315.4546
0	0	0	0	0	0	1.0000	0.6612

- Junio

```
>> Ab=[A b]
```

```
Ab =
```

-1.0000	1.1439	0	0	0	0	0	60.9340
-1.0000	1.0000	1.1085	-1.1085	0	0	0	0
0	1.0000	0.3860	-1.3860	0	0	0	0
0	0	0	0	1.0000	0	-42.0000	291.0000
0	0	-2.9906	2.9906	-1.0000	0	0	-291.0000
0	0	0	0.2500	-1.0000	0.7500	0	0
0	0	0	-0.3935	0	0.5251	0	38.2898

```
>> rref(Ab)
```

```
ans =
```

1.0000	0	0	0	0	0	0	324.3066
0	1.0000	0	0	0	0	0	336.7782
0	0	1.0000	0	0	0	0	321.1839
0	0	0	1.0000	0	0	0	332.4352
0	0	0	0	1.0000	0	0	324.6478
0	0	0	0	0	1.0000	0	322.0520
0	0	0	0	0	0	1.0000	0.8011

- Julio

```
>> Ab=[A b]
```

```
Ab =
```

-1.0000	1.1439	0	0	0	0	0	63.1873
-1.0000	1.0000	1.1085	-1.1085	0	0	0	0
0	1.0000	0.3860	-1.3860	0	0	0	0
0	0	0	0	1.0000	0	-39.0000	294.0000
0	0	-2.9906	2.9906	-1.0000	0	0	-294.0000
0	0	0	0.2500	-1.0000	0.7500	0	0
0	0	0	-0.3935	0	0.5251	0	38.6840

```
>> rref(Ab)
```

```
ans =
```

1.0000	0	0	0	0	0	0	330.4906
0	1.0000	0	0	0	0	0	344.1542
0	0	1.0000	0	0	0	0	327.0695
0	0	0	1.0000	0	0	0	339.3961
0	0	0	0	1.0000	0	0	330.8635
0	0	0	0	0	1.0000	0	328.0193
0	0	0	0	0	0	1.0000	0.9452



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

- Agosto

```
>> Ab=[A b]
```

```
Ab =
```

-1.0000	1.1439	0	0	0	0	0	61.9894
-1.0000	1.0000	1.1085	-1.1085	0	0	0	0
0	1.0000	0.3860	-1.3860	0	0	0	0
0	0	0	0	1.0000	0	-40.0000	293.0000
0	0	-2.9906	2.9906	-1.0000	0	0	-293.0000
0	0	0	0.2500	-1.0000	0.7500	0	0
0	0	0	-0.3935	0	0.5251	0	38.5594

```
>> rref(Ab)
```

```
ans =
```

1.0000	0	0	0	0	0	0	327.6484
0	1.0000	0	0	0	0	0	340.6223
0	0	1.0000	0	0	0	0	324.4000
0	0	0	1.0000	0	0	0	336.1044
0	0	0	0	1.0000	0	0	328.0032
0	0	0	0	0	1.0000	0	325.3028
0	0	0	0	0	0	1.0000	0.8751

- Septiembre

```
>> Ab=[A b]
```

```
Ab =
```

-1.0000	1.1439	0	0	0	0	0	61.8190
-1.0000	1.0000	1.1085	-1.1085	0	0	0	0
0	1.0000	0.3860	-1.3860	0	0	0	0
0	0	0	0	1.0000	0	-42.0000	291.0000
0	0	-2.8330	2.8330	-1.0000	0	0	-291.0000
0	0	0	0.2500	-1.0000	0.7500	0	0
0	0	0	-0.3935	0	0.5324	0	40.4200

```
>> rref(Ab)
```

```
ans =
```

1.0000	0	0	0	0	0	0	324.4185
0	1.0000	0	0	0	0	0	337.6497
0	0	1.0000	0	0	0	0	321.1056
0	0	0	1.0000	0	0	0	333.0422
0	0	0	0	1.0000	0	0	324.8159
0	0	0	0	0	1.0000	0	322.0738
0	0	0	0	0	0	1.0000	0.8051



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

- Octubre

```
>> Ab=[A b]
```

```
Ab =
```

-1.0000	1.1439	0	0	0	0	0	58.6080
-1.0000	1.0000	1.1085	-1.1085	0	0	0	0
0	1.0000	0.3860	-1.3860	0	0	0	0
0	0	0	0	1.0000	0	-46.0000	287.0000
0	0	-2.8330	2.8330	-1.0000	0	0	-287.0000
0	0	0	0.2500	-1.0000	0.7500	0	0
0	0	0	-0.3935	0	0.5324	0	39.8643

```
>> rref(Ab)
```

```
ans =
```

1.0000	0	0	0	0	0	0	316.0027
0	1.0000	0	0	0	0	0	327.4856
0	0	1.0000	0	0	0	0	313.1276
0	0	0	1.0000	0	0	0	323.4869
0	0	0	0	1.0000	0	0	316.3475
0	0	0	0	0	1.0000	0	313.9677
0	0	0	0	0	0	1.0000	0.6380

- Noviembre

```
>> Ab=[A b]
```

```
Ab =
```

-1.0000	1.1439	0	0	0	0	0	52.4690
-1.0000	1.0000	1.1085	-1.1085	0	0	0	0
0	1.0000	0.3860	-1.3860	0	0	0	0
0	0	0	0	1.0000	0	-52.0000	284.0000
0	0	-2.5184	2.5184	-1.0000	0	0	-284.0000
0	0	0	0.2500	-1.0000	0.7500	0	0
0	0	0	-0.3935	0	0.5497	0	44.3750

```
>> rref(Ab)
```

```
ans =
```

1.0000	0	0	0	0	0	0	301.6973
0	1.0000	0	0	0	0	0	309.6130
0	0	1.0000	0	0	0	0	299.7153
0	0	0	1.0000	0	0	0	306.8565
0	0	0	0	1.0000	0	0	301.9843
0	0	0	0	0	1.0000	0	300.3602
0	0	0	0	0	0	1.0000	0.3459



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

- Diciembre

```
>> Ab=[A b]
```

```
Ab =
```

-1.0000	1.1439	0	0	0	0	0	50.3900
-1.0000	1.0000	1.1085	-1.1085	0	0	0	0
0	1.0000	0.3860	-1.3860	0	0	0	0
0	0	0	0	1.0000	0	-52.0000	281.0000
0	0	-2.3610	2.3610	-1.0000	0	0	-281.0000
0	0	0	0.2500	-1.0000	0.7500	0	0
0	0	0	-0.3935	0	0.5602	0	46.8300

```
>> rref(Ab)
```

```
ans =
```

1.0000	0	0	0	0	0	0	295.4029
0	1.0000	0	0	0	0	0	302.2929
0	0	1.0000	0	0	0	0	293.6777
0	0	0	1.0000	0	0	0	299.8936
0	0	0	0	1.0000	0	0	295.6757
0	0	0	0	0	1.0000	0	294.2697
0	0	0	0	0	0	1.0000	0.2822

MATLAB. Resolución de los sistemas de ecuaciones para el cálculo de f sin considerar las pérdidas por viento. [Ref. 53]

Resolución sistema de ecuaciones con MATLAB para el cálculo de la contribución solar (f) considerando las pérdidas por efecto del viento sobre colectores y tuberías de la cubierta.

- Anual

```
function Y=problemacolecanual( X )
% Incógnitas: Tci1, Tci2, Tco1, Tco2, Tici, Tico, Tcons, Tt, f
% X(1)= Tci1      X(2)=Tci2      X(3)=Tco1      X(4)=Tco2      X(5)=Tici
% X(6)=Tico      X(7)=Tcons      X(8)=Tt      X(9)=f
Y=[1483.89*X(3)-1483.89*X(2)-75153.49+186.65*X(2)+307.73*((X(3)-X(2))/log((X(3)-289)/(X(2)-289))));
  X(4)-X(1)-1.108*X(6)+1.108*X(5);
  0.8*X(4)-1.108*X(6)+0.308*X(5);
  0.3935*X(6)-0.3935*X(5)-0.14*X(7)+40.18;
  X(7)-46*X(9)-287;
  0.25*X(6)-X(7)+0.75*X(8);
  0.5335*X(8)-0.3935*X(6)-40.18;
  1483.89*X(3)-1483.89*X(4)-(13.6799*((X(3)-X(4))/log((X(3)-289)/(X(4)-289))));
  1483.89*X(1)-1483.89*X(2)-(9.99*((X(1)-X(2))/log((X(1)-289)/(X(2)-289))));];
end

X0=[314;315;325;326;312;322;315;313;0.62];
L=[273;273;273;273;273;321.6;273;312.75;0.1];
U=[400;400;400;400;400;400;400;400;1];

X_sol=lsqnonlin(@problemacolecanual,X0,L,U);
```

- Enero

```
function Y=problemacolecenero( X )
% Incógnitas: Tci1, Tci2, Tco1, Tco2, Tici, Tico, Tcons, Tt, f
% X(1)= Tci1      X(2)=Tci2      X(3)=Tco1      X(4)=Tco2      X(5)=Tici
% X(6)=Tico      X(7)=Tcons      X(8)=Tt      X(9)=f
Y=[1483.89*X(3)-1483.89*X(2)-66228.45+186.648*X(2)+274.19*((X(3)-X(2))/log((X(3)-279.8)/(X(2)-279.8))));
  X(4)-X(1)-1.108*X(6)+1.108*X(5);
  1.3856*X(6)-0.3856*X(5)-X(4);
  2.5184*X(5)-2.5184*X(6)+X(7)-281;
  X(7)-52*X(9)-281;
  X(7)-0.75*X(8)-0.25*X(6);
  0.5497*X(8)-0.3935*X(6)-43.91;
  109.66*X(3)-109.66*X(4)-(1*((X(3)-X(4))/log((X(3)-279.8)/(X(4)-279.8))));
  151.06*X(1)-151.06*X(2)-(1*((X(1)-X(2))/log((X(1)-279.8)/(X(2)-279.8))));];
end

X0=[297;298;304;305;295;302;297;296;0.3];
L=[273;273;273;273;273;301.4;273;295.9;0.1];
U=[330;330;330;330;330;330;330;330;0.9];

X_sol=lsqnonlin(@problemacolecenero,X0,L,U);
```

- Febrero

```
function Y=problemacolecfebrero( X )
% Incógnitas: Tci1, Tci2, Tco1, Tco2, Tici, Tico, Tcons, Tt, f
% X(1)= Tci1      X(2)=Tci2      X(3)=Tco1      X(4)=Tco2      X(5)=Tici
% X(6)=Tico      X(7)=Tcons      X(8)=Tt      X(9)=f
Y=[1483.89*X(3)-1483.89*X(2)-66256.76+186.66*X(2)+307.73*(X(3)-X(2))/log((X(3)-279)/(X(2)-279)));
    X(4)-X(1)-1.108*X(6)+1.108*X(5);
    1.3856*X(6)-0.3856*X(5)-X(4);
    2.8329*X(5)-2.8329*X(6)+X(7)-282;
    X(7)-51*X(9)-282;
    X(7)-0.75*X(8)-0.25*X(6);
    0.5324*X(8)-0.3935*X(6)-39.1698;
    108.47*X(3)-108.47*X(4)-1*(X(3)-X(4))/log((X(3)-279)/(X(4)-279)));
    148.53*X(1)-148.53*X(2)-1*(X(1)-X(2))/log((X(1)-279)/(X(2)-279))];
end

X0=[298;299;305;306;298;304;300;298;0.34];
L=[273;273;273;273;273;303.7;273;298.1;0.1];
U=[330;330;330;330;330;330;330;330;0.9];

X_sol=lsqnonlin(@problemacolecfebrero,X0,L,U);
```

- Marzo

```
function Y=problemacolecmarzo( X )
% Incógnitas: Tci1, Tci2, Tco1, Tco2, Tici, Tico, Tcons, Tt, f
% X(1)= Tci1      X(2)=Tci2      X(3)=Tco1      X(4)=Tco2      X(5)=Tici
% X(6)=Tico      X(7)=Tcons      X(8)=Tt      X(9)=f
Y=[1483.89*X(3)-1483.89*X(2)-72482.7+186.65*X(2)+339.05*(X(3)-X(2))/log((X(3)-284.7)/(X(2)-284.7)));
    X(4)-X(1)-1.108*X(6)+1.108*X(5);
    0.8*X(4)-1.108*X(6)+0.308*X(5);
    2.833*X(6)-2.833*X(5)-X(7)+284;
    X(7)-49*X(9)-284;
    0.25*X(6)-X(7)+0.75*X(8);
    0.5324*X(8)-0.3935*X(6)-39.45;
    106.57*X(3)-106.57*X(4)-(1*(X(3)-X(4))/log((X(3)-284.7)/(X(4)-284.7))));
    146.756*X(1)-146.756*X(2)-(1*(X(1)-X(2))/log((X(1)-284.7)/(X(2)-284.7)))]];
end

X0=[308;309;318;319;306;315;309;307;0.52];
L=[273;273;273;273;273;315.2;273;306.8;0.1];
U=[400;400;400;400;400;400;400;400;1];

X_sol=lsqnonlin(@problemacolecmarzo,X0,L,U);
```

- Abril

```
function Y=problemacolecabril( X )
% Incógnitas: Tci1, Tci2, Tco1, Tco2, Tici, Tico, Tcons, Tt, f
% X(1)= Tci1      X(2)=Tci2      X(3)=Tco1      X(4)=Tco2      X(5)=Tici
% X(6)=Tico      X(7)=Tcons      X(8)=Tt      X(9)=f
Y=[1483.89*X(3)-1483.89*X(2)-72869.135+186.65*X(2)+339.52*((X(3)-X(2))/log((X(3)-285.2)/(X(2)-285.2))));
    X(4)-X(1)-1.108*X(6)+1.108*X(5);
    0.8*X(4)-1.108*X(6)+0.308*X(5);
    0.3935*X(6)-0.3935*X(5)-0.13158*X(7)+37.5;
    X(7)-48*X(9)-285;
    0.25*X(6)-X(7)+0.75*X(8);
    0.5252*X(8)-0.3935*X(6)-37.5;
    1483.89*X(3)-1483.89*X(4)-(13.9237*((X(3)-X(4))/log((X(3)-285.2)/(X(4)-285.2))));
    1483.89*X(1)-1483.89*X(2)-(10.11*((X(1)-X(2))/log((X(1)-285.2)/(X(2)-285.2))));
end

X0=[310;311;320;322;309;318;311;309;0.5576];
L=[273;273;273;273;273;318.1;273;309.4;0.1];
U=[400;400;400;400;400;400;400;400;1];

X_sol=lsqnonlin(@problemacolecabril,X0,L,U);
```

- Mayo

```
function Y=problemacolecmayo( X )
% Incógnitas: Tci1, Tci2, Tco1, Tco2, Tici, Tico, Tcons, Tt, f
% X(1)= Tci1      X(2)=Tci2      X(3)=Tco1      X(4)=Tco2      X(5)=Tici
% X(6)=Tico      X(7)=Tcons      X(8)=Tt      X(9)=f
Y=[1483.89*X(3)-1483.89*X(2)-75626.57+186.65*X(2)+307.73*((X(3)-X(2))/log((X(3)-293.3)/(X(2)-293.3))));
    X(4)-X(1)-1.108*X(6)+1.108*X(5);
    0.8*X(4)-1.108*X(6)+0.308*X(5);
    0.3935*X(6)-0.3935*X(5)-0.13158*X(7)+37.895;
    X(7)-45*X(9)-288;
    0.25*X(6)-X(7)+0.75*X(8);
    0.5252*X(8)-0.3935*X(6)-37.895;
    1483.89*X(3)-1483.89*X(4)-(13.6799*((X(3)-X(4))/log((X(3)-293.3)/(X(4)-293.3))));
    1483.89*X(1)-1483.89*X(2)-(9.99*((X(1)-X(2))/log((X(1)-293.3)/(X(2)-293.3))));
end

X0=[319;320;328;329;315;326;320;318;0.65];
L=[273;273;273;273;273;318.1;273;318.3;0.1];
U=[400;400;400;400;400;400;400;400;1];

X_sol=lsqnonlin(@problemacolecmayo,X0,L,U);
```

- Junio

```
function Y=problemacolecjunio( X )
% Incógnitas: Tci1, Tci2, Tco1, Tco2, Tici, Tico, Tcons, Tt, f
% X(1)= Tci1      X(2)=Tci2      X(3)=Tco1      X(4)=Tco2      X(5)=Tici
% X(6)=Tico      X(7)=Tcons      X(8)=Tt      X(9)=f
Y=[1483.89*X(3)-1483.89*X(2)-79046.337+186.65*X(2)+307.73*((X(3)-X(2))/log((X(3)-298)/(X(2)-298))));
    X(4)-X(1)-1.108*X(6)+1.108*X(5);
    0.8*X(4)-1.108*X(6)+0.308*X(5);
    0.3935*X(6)-0.3935*X(5)-0.13158*X(7)+38.2898;
    X(7)-42*X(9)-291;
    0.25*X(6)-X(7)+0.75*X(8);
    0.5251*X(8)-0.3935*X(6)-38.2898;
    1483.89*X(3)-1483.89*X(4)-(13.6799*((X(3)-X(4))/log((X(3)-298)/(X(4)-298))));
    1483.89*X(1)-1483.89*X(2)-(9.99*((X(1)-X(2))/log((X(1)-298)/(X(2)-298))));
end

X0=[323;324;335;336;321;332;324;322;0.8];
L=[273;273;273;273;273;331.7;273;321.6;0.1];
U=[400;400;400;400;400;400;400;400;1];

X_sol=lsqnonlin(@problemacolecjunio,X0,L,U);
```

- Julio

```
function Y=problemacolecjulio( X )
% Incógnitas: Tci1, Tci2, Tco1, Tco2, Tici, Tico, Tcons, Tt, f
% X(1)= Tci1      X(2)=Tci2      X(3)=Tco1      X(4)=Tco2      X(5)=Tici
% X(6)=Tico      X(7)=Tcons      X(8)=Tt      X(9)=f
Y=[1483.89*X(3)-1483.89*X(2)-81967.67+186.65*X(2)+307.73*((X(3)-X(2))/log((X(3)-299.8)/(X(2)-299.8))));
    X(4)-X(1)-1.108*X(6)+1.108*X(5);
    0.8*X(4)-1.108*X(6)+0.308*X(5);
    0.3935*X(6)-0.3935*X(5)-0.13158*X(7)+38.684;
    X(7)-39*X(9)-294;
    0.25*X(6)-X(7)+0.75*X(8);
    0.5251*X(8)-0.3935*X(6)-38.684;
    1483.89*X(3)-1483.89*X(4)-(13.6799*((X(3)-X(4))/log((X(3)-299.8)/(X(4)-299.8))));
    1483.89*X(1)-1483.89*X(2)-(9.99*((X(1)-X(2))/log((X(1)-299.8)/(X(2)-299.8))));
end

X0=[329;330;343;344;327;339;330;328;0.94];
L=[273;273;273;273;273;338.6;273;327.3;0.1];
U=[400;400;400;400;400;400;400;400;1];

X_sol=lsqnonlin(@problemacolecjulio,X0,L,U);
```


- Agosto

```
function Y=problemacolecagosto( X )
% Incógnitas: Tci1, Tci2, Tco1, Tco2, Tici, Tico, Tcons, Tt, f
% X(1)= Tci1      X(2)=Tci2      X(3)=Tco1      X(4)=Tco2      X(5)=Tici
% X(6)=Tico      X(7)=Tcons      X(8)=Tt      X(9)=f
Y=[1483.89*X(3)-1483.89*X(2)-80414.987+186.65*X(2)+339.052*((X(3)-X(2))/log((X(3)-300.7)/(X(2)-300.7)));
    X(4)-X(1)-1.108*X(6)+1.108*X(5);
    0.8*X(4)-1.108*X(6)+0.308*X(5);
    0.3935*X(6)-0.3935*X(5)-0.13158*X(7)+38.553;
    X(7)-40*X(9)-293;
    0.25*X(6)-X(7)+0.75*X(8);
    0.5251*X(8)-0.3935*X(6)-38.553;
    1483.89*X(3)-1483.89*X(4)-(13.924*((X(3)-X(4))/log((X(3)-300.7)/(X(4)-300.7))));
    1483.89*X(1)-1483.89*X(2)-(10.111*((X(1)-X(2))/log((X(1)-300.7)/(X(2)-300.7))));
end

X0=[326;327;339;340;324;336;328;325;0.875];
L=[273;273;273;273;273;335.4;273;324.6;0.1];
U=[400;400;400;400;400;400;400;400;1];

X_sol=lsqnonlin(@problemacolecagosto,X0,L,U);
```

- Septiembre

```
function Y=problemacolecseptiembre( X )
% Incógnitas: Tci1, Tci2, Tco1, Tco2, Tici, Tico, Tcons, Tt, f
% X(1)= Tci1      X(2)=Tci2      X(3)=Tco1      X(4)=Tco2      X(5)=Tici
% X(6)=Tico      X(7)=Tcons      X(8)=Tt      X(9)=f
Y=[1483.89*X(3)-1483.89*X(2)-80191.88+186.65*X(2)+307.73*((X(3)-X(2))/log((X(3)-295)/(X(2)-295)));
    X(4)-X(1)-1.108*X(6)+1.108*X(5);
    0.8*X(4)-1.108*X(6)+0.308*X(5);
    0.3935*X(6)-0.3935*X(5)-0.1389*X(7)+40.42;
    X(7)-42*X(9)-291;
    0.25*X(6)-X(7)+0.75*X(8);
    0.5324*X(8)-0.3935*X(6)-40.42;
    1483.89*X(3)-1483.89*X(4)-(13.6799*((X(3)-X(4))/log((X(3)-295)/(X(4)-295))));
    1483.89*X(1)-1483.89*X(2)-(9.99*((X(1)-X(2))/log((X(1)-295)/(X(2)-295))));
end

X0=[323;324;336;337;321;333;324;322;0.8];
L=[273;273;273;273;273;332.2;273;321.3;0.1];
U=[400;400;400;400;400;400;400;400;1];

X_sol=lsqnonlin(@problemacolecseptiembre,X0,L,U);
```



Estudio detallado de las cargas térmicas y dimensionado de la instalación de ACS de polideportivo situado en la provincia de Toledo

- Octubre

```
function Y=problemacolecoctubre( X )
% Incógnitas: Tci1, Tci2, Tco1, Tco2, Tici, Tico, Tcons, Tt, f
% X(1)= Tci1      X(2)=Tci2      X(3)=Tco1      X(4)=Tco2      X(5)=Tici
% X(6)=Tico      X(7)=Tcons      X(8)=Tt      X(9)=f
Y=[1483.89*X(3)-1483.89*X(2)-74347.16+186.65*X(2)+237.55*(X(3)-X(2))/log((X(3)-289.2)/(X(2)-289.2)));
    X(4)-X(1)-1.108*X(6)+1.108*X(5);
    0.8*X(4)-1.108*X(6)+0.308*X(5);
    0.3935*X(6)-0.3935*X(5)-0.1389*X(7)+39.86;
    X(7)-46*X(9)-287;
    0.25*X(6)-X(7)+0.75*X(8);
    0.5324*X(8)-0.3935*X(6)-39.86;
    1483.89*X(3)-1483.89*X(4)-(13.2626*(X(3)-X(4))/log((X(3)-289.2)/(X(4)-289.2))));
    1483.89*X(1)-1483.89*X(2)-(9.6246*(X(1)-X(2))/log((X(1)-289.2)/(X(2)-289.2)))]];
end

X0=[315;316;326;327;313;323;316;314;0.64];
L=[273;273;273;273;273;322.89;273;313.62;0.1];
U=[400;400;400;400;400;400;400;400;1];

X_sol=lsqnonlin(@problemacolecoctubre,X0,L,U);
```

- Noviembre

```
function Y=problemacolecnoviembre( X )
% Incógnitas: Tci1, Tci2, Tco1, Tco2, Tici, Tico, Tcons, Tt, f
% X(1)= Tci1      X(2)=Tci2      X(3)=Tco1      X(4)=Tco2      X(5)=Tici
% X(6)=Tico      X(7)=Tcons      X(8)=Tt      X(9)=f
Y=[1483.89*X(3)-1483.89*X(2)-68064.96+186.65*X(2)+307.73*(X(3)-X(2))/log((X(3)-283.7)/(X(2)-283.7)));
    X(4)-X(1)-1.108*X(6)+1.108*X(5);
    0.8*X(4)-1.108*X(6)+0.308*X(5);
    0.3935*X(6)-0.3935*X(5)-0.15625*X(7)+44.375;
    X(7)-49*X(9)-284;
    0.25*X(6)-X(7)+0.75*X(8);
    0.54975*X(8)-0.3935*X(6)-44.375;
    1483.89*X(3)-1483.89*X(4)-(13.6799*(X(3)-X(4))/log((X(3)-283.7)/(X(4)-283.7))));
    1483.89*X(1)-1483.89*X(2)-(9.99*(X(1)-X(2))/log((X(1)-283.7)/(X(2)-283.7)))]];
end

X0=[301;302;309;310;300;307;302;300;0.34];
L=[273;273;273;273;273;306.4;273;299.1;0.1];
U=[400;400;400;400;400;400;400;400;1];

X_sol=lsqnonlin(@problemacolecnoviembre,X0,L,U);
```

- Diciembre

```
function Y=problemacolecdiciembre( X )
% Incógnitas: Tci1, Tci2, Tco1, Tco2, Tici, Tico, Tcons, Tt, f
% X(1)= Tci1      X(2)=Tci2      X(3)=Tco1      X(4)=Tco2      X(5)=Tici
% X(6)=Tico      X(7)=Tcons      X(8)=Tt      X(9)=f
Y=[1483.89*X(3)-1483.89*X(2)-65368.66+186.65*X(2)+307.73*((X(3)-X(2))/log((X(3)-280.5)/(X(2)-280.5)));
    X(4)-X(1)-1.108*X(6)+1.108*X(5);
    0.8*X(4)-1.108*X(6)+0.308*X(5);
    0.3935*X(6)-0.3935*X(5)-0.1666*X(7)+46.83;
    X(7)-52*X(9)-281;
    0.25*X(6)-X(7)+0.75*X(8);
    0.56016*X(8)-0.3935*X(6)-46.83;
    1483.89*X(3)-1483.89*X(4)-(13.6799*((X(3)-X(4))/log((X(3)-280.5)/(X(4)-280.5))));
    1483.89*X(1)-1483.89*X(2)-(9.99*((X(1)-X(2))/log((X(1)-280.5)/(X(2)-280.5)))]);
end

X0=[294;295;301;302;294;300;295;294;0.28];
L=[273;273;273;273;273;299.4;273;293.8;0.1];
U=[400;400;400;400;400;400;400;400;1];

X_sol=lsqnonlin(@problemacolecdiciembre,X0,L,U);
```

MATLAB. Resolución de los sistemas de ecuaciones para el cálculo de f considerando las pérdidas por viento. [Ref. 58]